

Произведение

$$u_x dx = \frac{1}{s_0} \int_{\varphi=\varphi_0}^{\pi} \left\{ \frac{c}{\sqrt{\pi}} e^{-c^2} \sin(\varphi + \alpha) + e^{-c^2 \cos^2(\varphi + \alpha)} \times \right. \\ \left. \times \left[ c^2 \sin^2(\varphi + \alpha) + \frac{1}{2} \right] \left( 1 + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{c \sin(\varphi + \alpha)} e^{-t^2} dt \right) \right\} \cos \varphi d\varphi dx,$$

где  $s_0 = \text{arctg} \{[(x + 0,5) + s_0 \cos \alpha] / (s_0 \sin \alpha)\}$ .

Заменив в выражении для  $u_x dx$  значения  $c = v/v_H$ ,  $\alpha$  и  $x$  соответственно на  $-c$ ,  $\pi - \alpha$ ,  $-y$ , получим выражение для  $u_x dy$ .

Таким образом, вероятность перехода молекул газа через рабочее колесо со стороны  $I-I$  на сторону  $II-II$  при определенной относительной скорости  $c_1 = u/v_H$  складывается из вероятности безударного прохода через канал и вероятности перехода молекул после соударений со стенками межлопаточного канала.

Вероятность перехода молекул со стороны  $I-I$  на сторону  $II-II$  для рабочего колеса с конечной длиной лопатки

$$M_{12} = m_{12} + \left( 1 - \frac{\Delta}{2} \right) \left( \int_{-0,5}^{+0,5} m_{x2} u_x dx + \right. \\ \left. + \int_{-0,5}^{+0,5} m_{y2} u_y dy + \frac{\Delta}{2} \int_{-0,5}^{+0,5} m_{x2}^* (u_x + u_y) dx \right),$$

где  $\Delta$  — коэффициент, учитывающий разность между числами столкновений молекул, отраженных от корпуса насоса, и столкновений молекул с элементарными площадками поверхностей  $x$  и  $y$  межлопаточного канала в единицу времени;  $m_{x2}^*$  — вероятность того, что молекулы, попавшие после соударения с корпусом насоса на участок  $dx$  и отраженные от него, перейдут на сторону повышенного давления  $II-II$ .

Коэффициент

$$\Delta = \sin \alpha \int_{s=0}^{s_t} \left( \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^c e^{-t^2} dt + \sin \psi_0 e^{-c^2 \cos^2 \psi_0} \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{-c \sin \psi_0} e^{-t^2} dt \right) ds,$$

где  $\sin \psi_0 = -s/(s^2 + 1)^{1/2}$ ;  $\cos \psi_0 = 1/(s^2 + 1)^{1/2}$  (рис. 161).

Вероятность

$$m_{12}^* = \frac{D_{x2}^*}{D_{x1}^* + D_{x2}^*}.$$

Здесь

$$D_{x1}^* = \frac{1}{2} (-\sin \varphi_1 + 1); \quad D_{x2}^* = \frac{1}{2} (\sin \varphi_2 + 1),$$

где

$$\sin \varphi_1 = \frac{x + 0,5 + s_0 \cos \alpha}{[(x + 0,5 + s_0 \cos \alpha)^2 + s_0^2 \sin^2 \alpha]^{1/2}}, \\ \sin \varphi_2 = - \frac{1 - (x + 0,5 + s_0 \cos \alpha)}{\{[1 - (x + 0,5 + s_0 \cos \alpha)]^2 + s_0^2 \sin^2 \alpha\}^{1/2}}.$$

Вели- чины	Отношение $a/b$								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 0,2$									
$K_I$	0,0565	0,0831	0,1171	0,1714	0,2634	0,3557	0,4314	0,4922	0,5416
$K_{II}$	0,0344	0,0515	0,0738	0,1104	0,1908	0,2855	0,3668	0,4332	0,4877
$K_{\max}$	0,0221	0,0316	0,0433	0,0610	0,0725	0,0702	0,0645	0,0590	0,0538
$\tau_{\max}$	1,641	1,615	1,588	1,552	1,380	1,246	1,176	1,136	1,110
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 0,4$									
$K_I$	0,0715	0,1042	0,1452	0,2081	0,3024	0,3917	0,4638	0,5215	0,5682
$K_{II}$	0,0269	0,0405	0,0584	0,0872	0,1589	0,2525	0,3355	0,4043	0,4611
$K_{\max}$	0,0446	0,0637	0,0868	0,1209	0,1435	0,1392	0,1283	0,1173	0,1072
$\tau_{\max}$	2,656	2,572	2,488	2,386	1,903	1,551	1,382	1,290	1,233
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 0,6$									
$K_I$	0,0893	0,1288	0,1772	0,2477	0,3420	0,4275	0,4959	0,5506	0,5944
$K_{II}$	0,0213	0,0323	0,0465	0,0689	0,1305	0,2214	0,3054	0,3760	0,4348
$K_{\max}$	0,0680	0,0965	0,1305	0,1788	0,2115	0,2061	0,1905	0,1743	0,1596
$\tau_{\max}$	4,184	3,986	3,803	3,595	2,620	1,931	1,624	1,461	1,367
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 0,8$									
$K_I$	0,1097	0,1565	0,2124	0,2891	0,3815	0,4628	0,5272	0,5784	0,6199
$K_{II}$	0,0173	0,0263	0,0379	0,0550	0,1062	0,1928	0,2768	0,3488	0,4092
$K_{\max}$	0,0924	0,1302	0,1746	0,2342	0,2754	0,2700	0,2504	0,2297	0,2107
$\tau_{\max}$	6,344	5,948	5,611	5,262	3,594	2,401	1,905	1,659	1,515
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 1,0$									
$K_I$	0,1324	0,1868	0,2501	0,3311	0,4204	0,4971	0,5575	0,6056	0,6445
$K_{II}$	0,0144	0,0220	0,0315	0,0447	0,0858	0,1667	0,2498	0,3226	0,3844
$K_{\max}$	0,1179	0,1648	0,2185	0,2865	0,3346	0,3304	0,3078	0,2830	0,2601
$\tau_{\max}$	9,183	8,492	7,937	7,414	4,900	2,982	2,232	1,877	1,677
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 1,2$									
$K_I$	0,1570	0,2192	0,2893	0,3728	0,4582	0,5301	0,5868	0,6317	0,6680
$K_{II}$	0,0124	0,0189	0,0269	0,0373	0,0693	0,1434	0,2247	0,2978	0,3605
$K_{\max}$	0,1446	0,2002	0,2623	0,3356	0,3889	0,3868	0,3621	0,3339	0,3076
$\tau_{\max}$	12,65	11,58	10,74	10,01	6,61	3,700	2,612	2,122	1,853
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 1,4$									
$K_I$	0,1831	0,2529	0,3291	0,4135	0,4945	0,5619	0,6148	0,6567	0,6906
$K_{II}$	0,0110	0,0167	0,0237	0,0320	0,0562	0,1228	0,2014	0,2742	0,3376
$K_{\max}$	0,1721	0,2362	0,3054	0,3815	0,4383	0,4391	0,4134	0,3825	0,3530
$\tau_{\max}$	16,63	15,11	13,91	12,93	8,799	4,577	3,053	2,395	2,046

Величины	Отношение $a/b$								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\alpha = 10^\circ, c_1 = 1,6$									
$K_I$	0,2103	0,2875	0,3687	0,4527	0,5291	0,5921	0,6414	0,6687	0,7120
$K_{II}$	0,0100	0,0152	0,0213	0,0282	0,0461	0,1047	0,1800	0,2630	0,3157
$K_{\max}$	0,2002	0,2723	0,3474	0,4245	0,4830	0,4873	0,4614	0,4058	0,3963
$\tau_{\max}$	20,98	18,97	17,35	16,05	11,48	5,653	3,563	2,543	2,255
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 0,2$									
$K_I$	0,1509	0,2042	0,2578	0,3181	0,3850	0,4519	0,5097	0,5578	0,5983
$K_{II}$	0,0958	0,1327	0,1706	0,2158	0,2750	0,3426	0,4058	0,4611	0,5084
$K_{\max}$	0,0551	0,0716	0,0872	0,1023	0,1104	0,1092	0,1035	0,0967	0,0899
$\tau_{\max}$	1,575	1,450	1,511	1,474	1,400	1,319	1,255	1,210	1,177
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 0,4$									
$K_I$	0,1862	0,2490	0,3105	0,3765	0,4449	0,5076	0,5609	0,6051	0,6417
$K_{II}$	0,0763	0,1065	0,1378	0,1750	0,2278	0,2924	0,3563	0,4169	0,4638
$K_{\max}$	0,1100	0,1425	0,1728	0,2015	0,2171	0,2153	0,2045	0,1912	0,1779
$\tau_{\max}$	2,442	2,337	2,254	2,151	1,953	1,736	1,574	1,462	1,384
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 0,6$									
$K_I$	0,2259	0,2983	0,3671	0,4367	0,5036	0,5621	0,6106	0,6504	0,5832
$K_{II}$	0,0614	0,0864	0,1120	0,1419	0,1866	0,2467	0,3100	0,3687	0,4206
$K_{\max}$	0,1644	0,2119	0,2551	0,2948	0,3170	0,3154	0,3007	0,2817	0,2626
$\tau_{\max}$	3,677	3,452	3,277	3,078	2,699	2,278	1,970	1,764	1,624
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 0,8$									
$K_I$	0,2685	0,3503	0,4253	0,4965	0,5604	0,6139	0,6575	0,6930	0,7221
$K_{II}$	0,0505	0,0714	0,0925	0,1162	0,1525	0,2065	0,2675	0,3263	0,3795
$K_{\max}$	0,2180	0,2789	0,3328	0,3804	0,4078	0,4073	0,3900	0,3667	0,3426
$\tau_{\max}$	5,314	4,907	4,597	4,275	3,673	2,972	2,458	2,124	1,903
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 1,0$									
$K_I$	0,3125	0,4030	0,4828	0,5539	0,6136	0,6620	0,7009	0,7329	0,7578
$K_{II}$	0,0427	0,0604	0,0782	0,0969	0,1254	0,1223	0,2295	0,2873	0,3409
$K_{\max}$	0,2698	0,3425	0,4047	0,4571	0,4882	0,4897	0,4713	0,4449	0,4169
$\tau_{\max}$	7,317	6,667	6,177	5,718	4,894	3,842	3,054	2,549	2,223
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 1,2$									
$K_I$	0,3563	0,4544	0,5375	0,6070	0,6624	0,7059	0,7402	0,7677	0,7901
$K_{II}$	0,0372	0,0526	0,0678	0,0828	0,1045	0,1438	0,1962	0,2519	0,3051
$K_{\max}$	0,3191	0,4018	0,4697	0,5242	0,5579	0,5620	0,5440	0,5159	0,485
$\tau_{\max}$	9,581	8,637	7,932	7,333	6,340	4,908	3,772	3,043	2,590

Вели- чины	Отношение $a/b$								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 1,4$									
$K_I$	0,3982	0,5027	0,5877	0,6550	0,7061	0,7451	0,7754	0,7994	0,8189
$K_{II}$	0,0333	0,0470	0,0603	0,0727	0,0889	0,1208	0,1676	0,2202	0,2722
$K_{\max}$	0,3650	0,4557	0,5274	0,5823	0,6172	0,6243	0,6077	0,5792	0,5467
$\tau_{\max}$	11,96	10,69	9,750	9,013	7,945	6,167	4,625	3,630	3,008
$\alpha = 20^\circ, c_1 = 1,6$									
$K_I$	0,4369	0,5464	0,6323	0,6972	0,7445	0,7796	0,8065	0,8274	0,8320
$K_{II}$	0,0305	0,0430	0,0548	0,0654	0,0775	0,1026	0,1435	0,1924	0,2570
$K_{\max}$	0,4064	0,5034	0,5774	0,6319	0,6671	0,6770	0,6629	0,6350	0,5750
$\tau_{\max}$	14,32	12,720	11,531	10,66	9,611	7,598	5,621	4,302	3,237
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 0,2$									
$K_I$	0,2493	0,3194	0,3810	0,4392	0,4945	0,5448	0,5888	0,6264	0,6585
$K_{II}$	0,1672	0,2191	0,2664	0,3142	0,3654	0,4176	0,4669	0,5112	0,5502
$K_{\max}$	0,0821	0,1003	0,1146	0,1250	0,1291	0,1272	0,1219	0,1152	0,1083
$\tau_{\max}$	1,491	1,459	1,430	1,398	1,353	1,305	1,261	1,225	1,197
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 0,4$									
$K_I$	0,2978	0,3771	0,4449	0,5058	0,5602	0,6074	0,6473	0,6808	0,7090
$K_{II}$	0,1361	0,1800	0,2202	0,2614	0,3078	0,3581	0,4079	0,4542	0,4957
$K_{\max}$	0,1617	0,1972	0,2247	0,2444	0,2524	0,2493	0,2394	0,2266	0,2133
$\tau_{\max}$	2,188	2,096	2,020	1,935	1,820	1,696	1,587	1,499	1,430
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 0,6$									
$K_I$	0,3483	0,4363	0,5088	0,5707	0,6228	0,6660	0,7015	0,7309	0,7552
$K_{II}$	0,1117	0,1488	0,1827	0,2172	0,2575	0,3042	0,3529	0,3999	0,4430
$K_{\max}$	0,2366	0,2784	0,3261	0,3534	0,3653	0,3618	0,3486	0,3310	0,3120
$\tau_{\max}$	3,119	2,931	2,784	2,627	2,418	2,189	1,988	1,828	1,705
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 0,8$									
$K_I$	0,3979	0,4934	0,5693	0,6307	0,6798	0,7187	0,7500	0,7753	0,7962
$K_{II}$	0,0933	0,1250	0,1536	0,1819	0,2157	0,2573	0,3034	0,3496	0,3934
$K_{\max}$	0,3046	0,3684	0,4157	0,4488	0,4641	0,4615	0,4466	0,4257	0,4027
$\tau_{\max}$	4,265	3,947	3,706	3,467	3,152	2,794	2,472	2,218	2,024
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 1,0$									
$K_I$	0,4437	0,5454	0,6233	0,6835	0,7293	0,7643	0,7916	0,8134	0,8312
$K_{II}$	0,0799	0,1073	0,1317	0,1549	0,1822	0,2179	0,2600	0,3044	0,3478
$K_{\max}$	0,3638	0,4380	0,4916	0,5286	0,5471	0,5464	0,5316	0,5090	0,4834
$\tau_{\max}$	5,553	5,081	4,732	4,413	4,002	3,508	3,044	2,672	2,390

Вели- чины	Отношение $a/b$								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 1,2$									
$K_I$	0,4831	0,5896	0,6688	0,7276	0,7704	0,8021	0,8262	0,8451	0,8602
$K_{II}$	0,0703	0,0946	0,1157	0,1348	0,1564	0,1859	0,2233	0,2647	0,3066
$K_{\max}$	0,4128	0,4951	0,5531	0,5927	0,6140	0,6162	0,6029	0,5804	0,5536
$\tau_{\max}$	6,870	6,236	5,780	5,396	4,925	4,314	3,700	3,193	2,805
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 1,4$									
$K_I$	0,5143	0,6245	0,7046	0,7623	0,8030	0,8321	0,8537	0,8703	0,8834
$K_{II}$	0,0635	0,0854	0,1042	0,1203	0,1372	0,1608	0,1928	0,2305	0,2702
$K_{\max}$	0,4508	0,5392	0,6005	0,6420	0,6658	0,6713	0,6609	0,6398	0,6132
$\tau_{\max}$	8,095	7,317	6,765	6,339	5,853	5,174	4,427	3,776	3,269
$\alpha = 30^\circ, c_1 = 1,6$									
$K_I$	0,5362	0,6494	0,7306	0,7880	0,8275	0,8549	0,8747	0,8896	0,9012
$K_{II}$	0,0587	0,0787	0,0958	0,1097	0,1231	0,1416	0,1682	0,2016	0,2385
$K_{\max}$	0,4775	0,5707	0,6348	0,6782	0,7044	0,7134	0,7065	0,6888	0,6628
$\tau_{\max}$	9,138	8,250	7,629	7,180	6,720	6,039	5,199	4,412	3,779
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 0,2$									
$K_I$	0,3369	0,4165	0,4804	0,5348	0,5820	0,6228	0,6578	0,6877	0,7133
$K_{II}$	0,2401	0,3030	0,3558	0,4040	0,4500	0,4935	0,5336	0,5696	0,6016
$K_{\max}$	0,0968	0,1135	0,1247	0,1308	0,1320	0,1293	0,1242	0,1181	0,1117
$\tau_{\max}$	1,403	1,375	1,350	1,324	1,293	1,262	1,233	1,207	1,186
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 0,4$									
$K_I$	0,3883	0,4754	0,5433	0,5986	0,6444	0,6823	0,7139	0,7404	0,7624
$K_{II}$	0,2001	0,2550	0,3014	0,3446	0,3877	0,4303	0,4712	0,5090	0,5443
$K_{\max}$	0,1882	0,2205	0,2419	0,2540	0,2567	0,2520	0,2427	0,2312	0,2191
$\tau_{\max}$	1,940	1,865	1,803	1,737	1,662	1,586	1,515	1,454	1,403
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 0,6$									
$K_I$	0,4366	0,5302	0,6009	0,6561	0,6997	0,7345	0,7627	0,7856	0,8047
$K_{II}$	0,1675	0,2151	0,2554	0,2931	0,3318	0,3721	0,4123	0,4508	0,4865
$K_{\max}$	0,2691	0,3151	0,3459	0,3630	0,3679	0,3625	0,3503	0,3349	0,3182
$\tau_{\max}$	2,607	2,465	2,353	2,238	2,109	1,974	1,850	1,743	1,654
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 0,8$									
$K_I$	0,4781	0,5769	0,6495	0,7041	0,7456	0,7775	0,8026	0,8227	0,8391
$K_{II}$	0,1421	0,1836	0,2184	0,2507	0,2843	0,3207	0,3589	0,3968	0,4330
$K_{\max}$	0,3360	0,3933	0,4311	0,4535	0,4614	0,4568	0,4437	0,4259	0,4061
$\tau_{\max}$	3,364	3,142	2,973	2,809	2,623	2,424	2,236	2,073	1,938

Величины	Отношение $a/b$								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 1,0$									
$K_I$	0,5099	0,6128	0,6868	0,7409	0,7807	0,8104	0,8331	0,8510	0,8654
$K_{II}$	0,1232	0,1597	0,1900	0,2172	0,2455	0,2774	0,3123	0,3484	0,3840
$K_{\max}$	0,3867	0,4530	0,4968	0,5237	0,5352	0,5330	0,5208	0,5026	0,4814
$\tau_{\max}$	4,138	3,836	3,615	3,411	3,180	2,922	2,668	2,443	2,253
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 1,2$									
$K_I$	0,5301	0,6363	0,7118	0,7660	0,8049	0,8332	0,8545	0,8708	0,8839
$K_{II}$	0,1095	0,1422	0,1688	0,1919	0,2153	0,2421	0,2730	0,3064	0,3404
$K_{\max}$	0,4206	0,4941	0,5430	0,5741	0,5897	0,5911	0,5815	0,5645	0,5434
$\tau_{\max}$	4,842	4,478	4,216	3,992	3,739	3,441	3,130	2,842	2,596
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 1,4$									
$K_I$	0,5326	0,6474	0,7249	0,7801	0,8191	0,8470	0,8675	0,8831	0,8953
$K_{II}$	0,0997	0,1294	0,1534	0,1732	0,1924	0,2144	0,2409	0,2708	0,3025
$K_{\max}$	0,4369	0,5180	0,5720	0,6069	0,6267	0,6326	0,6266	0,6123	0,5928
$\tau_{\max}$	5,404	5,002	4,726	4,504	4,258	3,950	3,602	3,261	2,960
$\alpha = 40^\circ, c_1 = 1,6$									
$K_I$	0,5362	0,6476	0,7275	0,7846	0,8247	0,8531	0,8736	0,8890	0,9010
$K_{II}$	0,0926	0,1202	0,1421	0,1596	0,1754	0,1933	0,2153	0,2417	0,2702
$K_{\max}$	0,4436	0,5274	0,5854	0,6250	0,6493	0,6598	0,6583	0,6477	0,6308
$\tau_{\max}$	5,789	5,387	5,119	4,916	4,701	4,414	4,058	3,683	3,334

Вероятность  $M_{21}$  перехода молекул через межлопаточный канал рабочего колеса на сторону пониженного давления определяется по уравнению для определения  $M_{12}$  при изменении знака относительной скорости на обратный.

Коэффициент, характеризующий максимальную быстроту откачки рабочего колеса при  $\tau = 1$  (максимальный скоростной фактор),

$$\theta_{p_1=p_2} = M_{12} - M_{21}; K_{\max} = K_I - K_{II}, \quad (7.9)$$

а максимальное отношение давлений при  $\theta = 0$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\theta=0} = \tau_{\max} = \frac{M_{12}}{M_{21}}; \tau_{\max} = K_I/K_{II}. \quad (7.10)$$

Значения результирующей вероятности  $K_{\max}$  перехода молекул газа через межлопаточные каналы, имеющие различные геометрические параметры  $\alpha$  и  $a/b$  при различных отношениях скоростей движения канала к наиболее вероятному значению тепловой скорости, а также максимального отношения давлений  $\tau_{\max}$ , определенные по уравнениям (7.9), (7.10), приведены в табл. 7.1 [6].

Ступень турбомолекулярного вакуумного насоса состоит из вращающегося рабочего колеса и расположенного за ним неподвижного статорного колеса, имеющего, как правило, те же геометрические размеры, что и роторные колеса; угол установки лопаток или наклона паза статорного колеса принимают зеркальным по отношению к углу установки лопаток или наклона паза роторного колеса.

Основными параметрами характеристики статорного и роторного колеса являются максимальная быстрота откачки при  $\tau_{\max} = 1$  и максимально создаваемое отношение давлений при быстроте откачки, равной нулю.

Рассматривая процесс перехода молекул газа через межлопаточные каналы или пазы статорного колеса, учитывают воздействие на скорость теплового движения молекул вращающихся роторных колес, расположенных по обе стороны от статорного колеса.

Потоки молекул газа, проходящие через межлопаточные каналы или пазы статорного колеса на его противоположные стороны, определяют так же, как и для роторного колеса с учетом влияния окружной скорости роторных колес, т. е. по уравнениям (7.3) или (7.5) или по табл. 7.1 в зависимости от геометрических параметров межлопаточных каналов и относительной скорости  $c_1$ .

Если с какой-либо стороны статорного колеса отсутствует роторное колесо (в начале или конце пакета рабочих колес), то при определении результирующей вероятности перехода молекул газа с этой стороны угол  $\varphi_{\text{ср}}$  полагают равным  $\gamma_{\text{ср}}$ , т. е.

$$K_{\max} = \beta_{\gamma \text{ ср}} / \pi.$$

В том случае, если после статорного колеса нет роторного,

$$\tau_{\max} = (\gamma_{\text{ср}} + \beta_{\gamma \text{ ср}}) / \gamma_{\text{ср}},$$

если же перед статорным колесом нет роторного, то

$$\tau_{\max} = \gamma_{\text{ср}} / (\gamma_{\text{ср}} - \beta_{\gamma \text{ ср}}).$$

Зазоры осевые  $\delta_{01}$  между колесами и радиальные  $\delta_{\text{р.рот}}$  между колесом и корпусом насоса и  $\delta_{\text{р.ст}}$  между колесом и валом существенно влияют на откачную характеристику колеса, ступени и насоса в целом.

Статорное колесо работает в оптимальных условиях, когда расположено в рабочем пакете между роторными колесами, обеспечивающими перенос молекул газа через его межлопаточные каналы или пазы в направлении откачки (рис. 162). В этом случае эффективность воздействия зависит от расстояния между торцовыми поверхностями: при увеличении  $\delta_{01}$  влияние рабочего колеса, отражающего молекулы в сторону статорного колеса, уменьшается, так как повышается вероятность столкновения молекул с неподвижной поверхностью корпуса насоса, вследствие



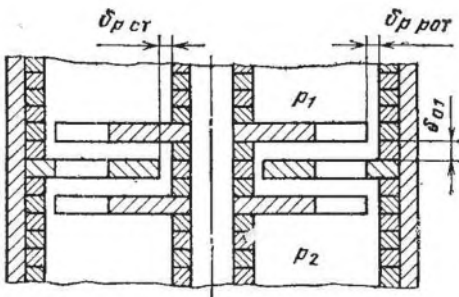


Рис. 162. Схема экспериментального трехколесного пакета

чего вероятностью перехода их через каналы или пазы статорного колеса уменьшается.

Таким образом, при увеличении зазора  $\delta_{01}$  ослабевает воздействие на статорное колесо роторного колеса, расположенного перед ним на стороне всасывания, что, в свою очередь, приводит к уменьшению  $\tau_{\max}$ , создаваемого пакетом. Максимальная быстрота откачки

при изменении осевого зазора  $\delta_{01}$  остается практически постоянной, поскольку  $S_{\max}$  первого роторного колеса не меняется. Практически осевой зазор между рабочими колесами выбирают исходя из условий монтажа. Для насосов с рабочими колесами диаметром  $D_2 = 100 \dots 200$  мм принимают  $\delta_{01} = 1,0 \dots 1,2$  мм, для насосов с рабочими колесами наружного диаметра  $D_2 = 500 \dots 700$  мм  $\delta_{01} \approx 2,0 \dots 2,5$  мм. Большие значения осевого зазора при увеличении наружного диаметра колес обусловлены возможным возникновением вибрации лопаток.

Для увеличения эффективности работы колес насосов целесообразно назначать минимальные радиальные зазоры, учитывая при этом конструктивные особенности насоса. При увеличении отношения площади  $F_{з.р}$  радиального зазора между роторным колесом и корпусом к торцевой площади  $F_{п.р}$  пазов или межлопаточных каналов рабочего колеса повышается проводимость  $u_3$  кольцевой щели, а следовательно, и увеличивается обратный поток через нее, что приводит к уменьшению быстроты откачки, а также отношения максимально создаваемого и рабочего давлений. Необходимо стремиться к тому, чтобы отношение  $F_{з.р}/F_{п.р}$  не превышало 0,02.

При увеличении радиального зазора между валом и статорным колесом уменьшается максимальное отношение давлений, создаваемых роторными колесами, вследствие увеличения обратных потоков газа через кольцевой зазор под действием перепада давлений и тем самым понижается  $\tau_{\max}$  ступени в целом. Для обеспечения эффективной работы ступени с учетом ее конструктивных особенностей следует принимать  $F_{з.ст}/F_{п.ст} = (4 \dots 6) 10^{-3}$ .

#### 7.4. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ МЕЖЛОПАТОЧНОГО КАНАЛА РАБОЧЕГО КОЛЕСА, ТЕМПЕРАТУРЫ И РОДА ОТКАЧИВАЕМОГО ГАЗА НА ОТКАЧНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ

Основные параметры откачной характеристики рабочего колеса насоса с различными  $\alpha$  и  $a/b$  прежде всего зависят от отношения окружной скорости колеса к наиболее вероятной скорости



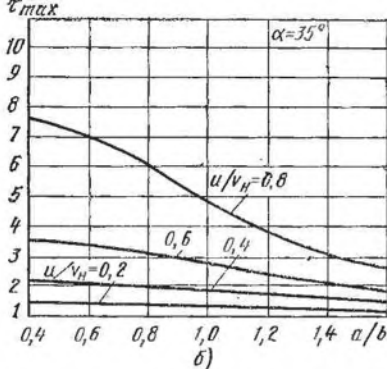
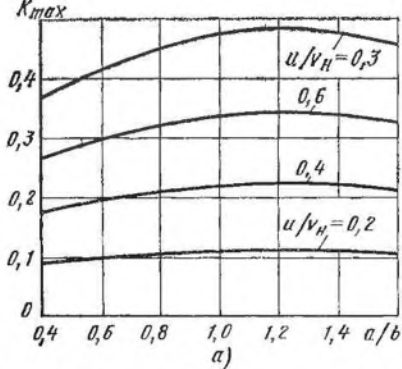


Рис. 163. Зависимость  $K_{\max} = f(a/b)$  (а) и  $\tau_{\max} = f(a/b)$  (б) при  $\alpha = 35^\circ$

теплового движения молекул (рис. 163). Чем больше  $u/v_H$ , тем больше  $K_{\max}$  (или  $S_{\max}$ ) и  $\tau_{\max}$ .

На рис. 163 представлены зависимости  $K_{\max}$  и  $\tau_{\max}$  от  $a/b$  при  $\alpha = 35^\circ$  и  $u/v_H = 0.2; 0.4; 0.6; 0.8$ , определенные по уравнениям (7.7) и (7.8). Как видно из рисунка, максимальное значение  $K_{\max}$  соответствует  $a/b = 1.0 \dots 1.4$  и увеличивается с возрастанием окружной скорости; значения  $\tau_{\max}$  увеличиваются с возрастанием  $u/v_H$  и уменьшением  $a/b$ .

На рис. 164 представлены зависимости  $K_{\max}/f(\alpha)$  при  $a/b = \text{var}$  и  $K_{\max} = f(a/b)$  при  $\alpha = \text{var}$ , определенные по уравнению (7.3). Оптимальное значение угла ( $\alpha = 35 \dots 40^\circ$ ), которому соответствует наибольшее значение  $K_{\max}$ , обусловлено скоростью движения межлопаточного канала, в результате чего вероятность перехода молекул с одной стороны на другую имеет различные значения. Чем меньше  $\alpha$ , тем меньше значение вероятности перехода молекул с противоположных сторон, т. е. по абсолютной величине разность  $K_I - K_{II}$  уменьшается. В то же время при увеличении угла ( $\alpha > \alpha_{\text{опт}}$ ) взаимодействие молекул газа с поверхностью межлопаточного канала при переходе на противоположные стороны колеса оказывает выравнивающее действие на значения  $K_I$  и  $K_{II}$  и при  $\alpha = \pi/2$   $K_I = K_{II}$ .

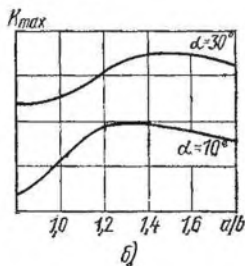
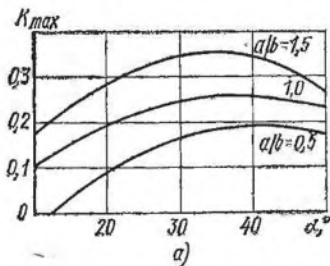


Рис. 164. Зависимость  $K_{\max} = f(\alpha)$  (а) и  $K_{\max} = f(a/b)$  (б) при  $u/v_H = 0.6$

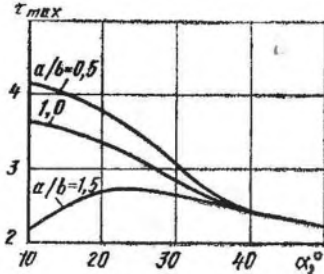


Рис. 165. Зависимость  $\tau_{\max} f(\alpha)$  при  $u/v_H = 0,6$

увеличении  $a/b$  снижается взаимодействие молекул с поверхностью межлопаточного канала при переходе, т. е. возрастает число молекул, перешедших через межлопаточный канал без соударений со стенками, что приводит к уменьшению разности  $K_I - K_{II}$ .

Зависимость максимального отношения давлений  $\tau_{\max} = f(\alpha)$ , определенная по уравнению (7.4), приведена на рис. 165. При увеличении угла  $\alpha$  возрастают значения вероятностей перехода с противоположных сторон, что приводит к уменьшению максимального отношения  $\tau_{\max}$  давлений.

Для узких каналов (при уменьшении  $a/b$ ) усиливающееся взаимодействие молекул газа с поверхностью межлопаточного канала приводит к увеличению отношения давлений при уменьшении  $\alpha$ . При больших значениях  $a/b$  возрастает число молекул, переходящих через межлопаточный канал без соударений.

Из данных, представленных на рис. 163, а и 164, а, следует важный для практики конструирования рабочих колес насосов вывод о практической нецелесообразности закрутки лопаток по радиусу. При увеличении относительной скорости  $u/v_H$  с 0,2 до 0,8 при  $\alpha = 35^\circ$  (см. рис. 163, а) оптимальное значение  $a/b$  практически не изменилось. Различным значениям  $a/b$  (см. рис. 164, а) соответствует практически неизменное оптимальное значение угла  $\alpha = 35 \dots 40^\circ$ .

Результаты теоретического исследования зависимости вероятности перехода молекул через рабочее колесо по уравнению (7.7) и максимального отношения давлений по уравнению (7.8) показывают, что результирующая вероятность  $K_{\max}$  перехода молекул достигает максимальных значений при  $a/b = 1,0 \dots 1,4$  и всех значениях угла  $\alpha$  установки лопатки или наклона паза. Максимальное отношение давлений  $\tau_{\max}$  при этих значениях  $a/b$  изменяется незначительно.

Откачную характеристику рабочего колеса и ее основные параметры (максимальная быстрота откачки и создаваемое максимальное отношение давлений) определяют при неизменном отношении окружной скорости к наиболее вероятной скорости тепло-

Анализ зависимости  $K_{\max} = f(a/b)$  (рис. 164, б) позволяет также найти оптимальное соотношение между длиной и шириной канала, обеспечивающее наибольшую разность вероятностей перехода молекул с одной стороны рабочего колеса на другую. Чем уже (длиннее) канал (меньше  $a/b$ ), тем меньше вероятность перехода молекул через межлопаточные каналы с противоположных сторон, что приводит к уменьшению разности вероятностей. При

ного движения молекул газа и выбранной геометрии межлопаточных каналов или пазов.

Выбор угла  $\alpha$  наклона паза или установки лопаток и отношения  $a/b$  ширины межлопаточного канала к его длине при определенных значениях  $u/v_n$  определяется требованиями, которые предъявляют к рабочему колесу насоса.

Первые со стороны всасывания рабочие колеса насоса должны создавать максимально возможную быстроту откачки, так как определяют быстроту действия насоса в целом. В то же время последующие рабочие колеса должны обеспечивать повышенное отношение давлений, чтобы общее заданное отношение давлений насоса осуществлялось в возможно меньшем числе рабочих колес.

Из приведенного анализа следует:

1) для обеспечения высокой вероятности перехода молекул через рабочее колесо, а следовательно, повышенной быстроты откачивания при сохранении приемлемых значений максимального отношения давлений необходимо выбирать угол  $\alpha$  наклона паза или установки лопатки в пределах  $35 \dots 40^\circ$  при  $a/b = 1,0 \dots 1,4$ ;

2) для достижения повышенных значений  $\tau_{\max}$  при обеспечении достаточно высоких значений  $K_{\max}$  необходимо выбирать угол  $\alpha$  в пределах  $10 \dots 20^\circ$  при значениях  $a/b = 0,6 \dots 0,8$ ;

3) для увеличения быстроты откачки рабочего колеса и отношения давлений необходимо повышать его частоту вращения;

4) для улучшения откачной характеристики рабочего колеса практически целесообразно осуществлять закрутку лопаток по радиусу.

Полученные на основании теоретического анализа рекомендации по выбору геометрии межлопаточных каналов важны при формировании пакета рабочих колес насоса. Применение в пакете рабочих колес с малыми значениями  $\alpha$  и  $a/b$  оправдано при малом потоке выделения газов с внутренней поверхности деталей ротора и корпуса насоса. При большом потоке выделения газов с большой молекулярной массой для всего пакета рабочих колес может оказаться целесообразным применение колес с открытыми межлопаточными каналами.

На рис. 166 приведены зависимости результирующей вероятности  $K_{\max}$  перехода молекул через рабочее колесо и максимального отношения  $\tau_{\max}$  давлений от отношения окружной скорости колеса к наиболее вероятной скорости теплового движения молекул, определенные соответственно по уравнениям (7.7) и (7.8). При увеличении  $u/v_n$  значение  $\tau_{\max}$  увеличивается по экспоненциальному закону, а изменение результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо близко к линейному закону (в интервале отношения скоростей от 0 до 0,8 отклонение от него не превышает 9 %).

Вследствие этого с достаточной степенью точности можно представить зависимость результирующей вероятности  $K_{\max}$  перехода

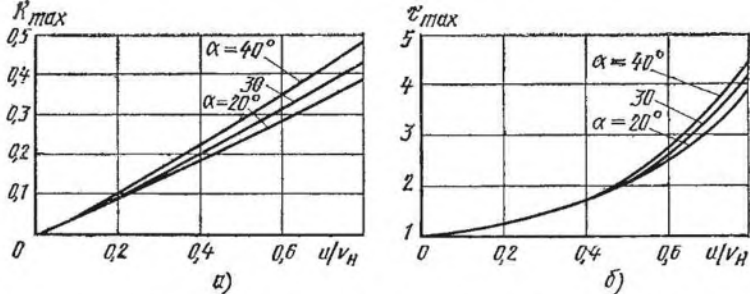


Рис. 166. Зависимость  $K_{max} = f(u/v_H)$  (а) и  $\tau_{max} = f(u/v_H)$  (б) при  $a/b = 1,0$

молекул газа через рабочее колесо от относительной окружной скорости  $u/v_H$  для определенных значений углов  $\alpha$  наклона паза или установки лопаток и значений  $a/b$  в виде

$$K_{max} = Au/v_H,$$

где  $A$  — коэффициент, зависящий от  $\alpha$  и  $a/b$ .

Таким образом, при откачивании рабочим колесом газов с различной молекулярной массой при  $u_{ср}/v_H \leq 0,8$  значение максимальной быстроты откачки, определяемое уравнением (7.7), практически не изменяется.

Рабочая быстрота действия  $S$  насоса при отношении давлений  $\tau \neq 1,0$  с уменьшением молекулярной массы откачиваемого газа немного увеличивается.

При работе на газах с различной молекулярной массой рабочая быстрота действия насоса может меняться в зависимости от скорости теплового движения молекул откачиваемого газа, влияющей на сопротивление участка от входного сечения всасывающего патрубка до первого рабочего колеса со стороны всасывания. На быстроту действия насоса влияет также проводимость кольцевого зазора, через который перетекает откачиваемый газ; поток газа возрастает при уменьшении молекулярной массы газа.

Снижение отношения давлений, создаваемых насосом, тем значительней, чем меньше молекулярная масса откачиваемого газа. Так, отношение давлений большинства конструкций насоса по водороду составляет  $10^3 \dots 10^4$ , по азоту  $10^8 \dots 10^9$ , а по тяжелым газам ( $M = 50 \dots 100$ ) —  $10^{12} \dots 10^{15}$  [18]. Эта особенность насоса обуславливает характер спектра остаточных газов в откачиваемых вакуумных системах: основные составляющие спектра — легкие газы, главным образом водород; массовые числа больше 44 отсутствуют.

Уменьшение температуры откачиваемого газа незначительно влияет на рабочую быстроту действия насоса и существенно увеличивает создаваемые им отношения давлений,

При охлаждении тракта откачки насоса до температуры жидкого азота удается увеличить создаваемое отношение давлений, особенно по легким газам, в  $10^2 \dots 10^3$ , тем самым снизить предельное остаточное давление.

## 7.5. РАСЧЕТ РАБОЧИХ КОЛЕС НАСОСА

Расчет рабочего колеса насоса состоит в определении конечного и начального диаметров лопаток или высоты пазов при выбранной геометрии межлопаточных каналов, числа лопаток или пазов, ширины рабочего колеса, при которых с минимальным наружным диаметром обеспечивается заданная быстрота откачки.

Определение основных размеров колеса основано на обеспечении допустимого напряжения в корневом сечении лопаток.

Максимальная быстрота откачки  $S_{\max}$  рабочего колеса и максимальное отношение  $\tau_{\max}$  давлений определяются рядом факторов:  $\tau_{\max}$  зависит от угла  $\alpha$  установки лопаток или наклона паза, параметра  $a/b$ , характеризующего тип структуры, и отношения  $u/v_H$  окружной скорости колеса к наиболее вероятной скорости теплового движения молекул;  $S_{\max}$  зависит от произведения  $FK_{\max}$ , определяемого перечисленными факторами, а также торцевой площадью межлопаточных каналов рабочего колеса.

Оптимальные значения  $\alpha$  и  $a/b$  выбирают из условия обеспечения максимальной результирующей вероятности перехода молекул газа через рабочее колесо или достижения максимально возможного отношения давлений в соответствии с требованиями, предъявляемыми к колесу.

Торцевая площадь межлопаточных каналов или пазов, определяемая исходя из условия обеспечения заданной быстроты откачки, зависит от ширины  $a$  межлопаточного канала или паза, наружного  $D_2$ , начального  $D_1$  диаметров и числа межлопаточных каналов или пазов.

Лопаточные колеса по сравнению с дисковыми при одинаковых наружных диаметрах обеспечивают большую быстроту откачки вследствие большей относительной площади межлопаточных каналов. Как показали теоретические исследования, увеличение быстроты откачки неодинаково при различных значениях наружного диаметра  $D_2$ . При  $S = 50 \dots 200$   $\text{дм}^3/\text{с}$  увеличение быстроты откачки не превышает 20 %. В насосе с быстротой действия  $S = 400 \dots 500$   $\text{дм}^3/\text{с}$  применение лопаточных колес по сравнению с дисковыми колесами снижает наружный диаметр примерно на 10 ... 12 %.

**Дисковое колесо.** В насосе с быстротой действия до 400 ... 500  $\text{дм}^3/\text{с}$  рабочие колеса целесообразнее выполнять в виде дисков с радиальными пазами (рис. 167). Такая конструкция колеса обеспечивает необходимую суммарную торцевую площадь пазов для заданной быстроты откачки при сравнительно небольшом наружном диаметре  $D_2$ , а также отличается технологичностью и простотой изготовления.

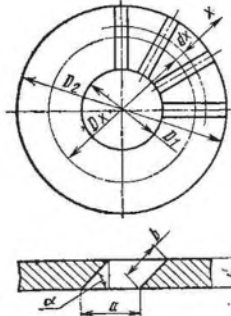


Рис. 167. Схема дискового рабочего колеса

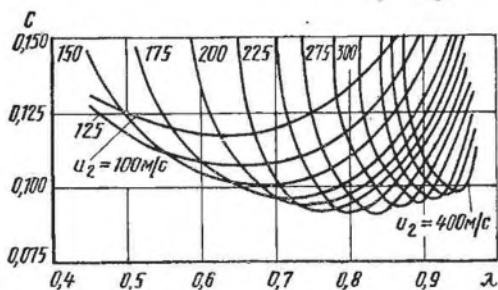


Рис. 168. Зависимость  $C = f(\lambda)$

Суммарная торцовая площадь пазов дискового рабочего колеса

$$F = \frac{\pi D_2^2}{4} \frac{48\lambda - 4(1 - \lambda^3) BD_2^2}{24 - 3(1 - \lambda^2) BD_2^2} (1 - \lambda), \quad (7.11)$$

где  $BD_2^2$  — комплекс постоянных величин,  $BD_2^2 = u_2^2 4\rho k / \sigma_{0,2}$  ( $\rho$  — плотность материала колеса,  $\text{кг/м}^3$ ;  $k$  — коэффициент запаса текучести;  $\sigma_{0,2}$  — предел текучести, МПа);  $\lambda$  — отношение начального диаметра пазов к наружному,  $\lambda = D_1/D_2$ .

Число пазов

$$z = \frac{\pi D_2}{a} \frac{24\lambda - 2(1 - \lambda^3) BD_2^2}{24 - 3(1 - \lambda^2) BD_2^2}, \quad (7.12)$$

где  $a$  — ширина паза, м.

Результирующая вероятность  $K_{\text{max}}$  перехода молекул изменяется по высоте паза пропорционально изменению окружной скорости.

Среднее значение результирующей вероятности перехода молекул через дисковое рабочее колесо на среднем по высоте паза радиусе

$$K_{\text{max ср}} = A \frac{u_2}{v_H} \frac{1 + \lambda}{2}, \quad (7.13)$$

где  $A = f(\alpha, a/b)$ .

Подставив в уравнение (7.2) значения  $K_{\text{max ср}}$  и  $F$  из уравнений (7.11) и (7.13), получим зависимость для определения наружного диаметра дискового рабочего колеса

$$D_2 = \sqrt{\frac{S_{\text{max}}}{36,4 (\pi/8) A (1/v_H) \sqrt{T/M}}} C,$$

где

$$C = \sqrt{\frac{24 - 3(1 - \lambda^2) BD_2^2}{u_2 (1 - \lambda^2) [48\lambda - 4(1 - \lambda^3) BD_2^2]}}.$$

На рис. 168 показана зависимость  $C$  при различных значениях  $u_2$  для рабочих колес из алюминиевого сплава Д16 ( $\sigma_{0,2} = 2,74 \cdot 10^2$  МПа,  $\rho = 2700$   $\text{кг/м}^3$ ). Принят коэффициент запаса текучести  $k = 5$ . Несколько большее значение  $k$ , по сравнению с рекомендуемым значением коэффициента запаса прочности в корневом сечении лопаток газовых турбин авиационных двига-



телей ( $k = 2,2 \dots 2,5$ ) [13], объясняется значительными изгибающими усилиями в корневом сечении при возможном возникновении вибрации лопаток.

Снижение коэффициента запаса прочности с  $k = 5$  до  $k = 2$ , как показывают расчеты, увеличивает окружную скорость рабочего колеса на 55 ... 60 % при увеличении максимальной быстроты откачки на 40 ... 60 %, а максимального отношения давлений в 1,2 раза для газа с  $M = 2$  и в 1,4 ... 1,5 раза для газа с  $M = 28$ .

В связи с постоянным увеличением частоты вращения роторов все более важным этапом при изготовлении насосов становится динамическая балансировка роторов. В практике проектирования отечественных турбонасосов допустимый дисбаланс (г·см) определяют по формуле [12]

$$D_{\text{дон}} = 0,107m/n,$$

где  $m$  — масса ротора, г;  $n$  — частота вращения ротора, с<sup>-1</sup>.

При выборе подшипников для насоса как с консистентным, так и с масляным смазочным материалом следует стремиться к тому, чтобы произведение диаметра подшипника  $d$  (мм) на частоту вращения ротора  $n$  (с<sup>-1</sup>) была меньше предельного значения [18]:

$$k_B = dn \leq 13\,000 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Каждой окружной скорости  $u_2$  соответствует оптимальное  $\lambda$ , при котором комплекс  $C$  принимает минимальное значение и, следовательно, заданной максимальной быстроте откачки  $S_{\text{max}}$  соответствует минимальный наружный диаметр рабочего колеса  $D_2$ . Минимальному значению комплекса  $C = 0,09$  при оптимальном  $\lambda \approx 0,82$  соответствует  $u_2 = 275$  м/с. При больших значениях окружных скоростях увеличивается минимальное значение комплекса, а следовательно, и наружный диаметр  $D_2$  рабочего колеса, рассчитанный на заданную быстроту откачки.

Таким образом, для получения минимального наружного диаметра дискового рабочего колеса из алюминиевого сплава при обеспечении им заданной быстроты откачки и необходимой прочности следует принимать  $u_2 = 250 \dots 300$  м/с, а  $\lambda = 0,8 \dots 0,84$ .

Для получения больших перепадов давлений при меньшем числе рабочих колес в насосе целесообразно принимать большие значения окружных скоростей  $u_2$  и соответствующие им значения  $\lambda_{\text{опт}}$  (см. рис. 168).

При использовании материала с большим пределом текучести диаметр рабочего колеса  $D_2$  можно уменьшить. Для рабочих колес из высокопрочных сплавов, например ВТ-14 ( $\sigma_{0,2} = 1,095 \cdot 10^3$  МПа;  $\rho = 4,52 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>), окружную скорость следует принимать в пределах  $u_2 = 400 \dots 500$  м/с, а  $\lambda_{\text{опт}} = 0,81 \dots 0,86$ .

Зависимости минимальных значений  $C$  и соответствующих ей  $\lambda_{\text{опт}}$  и  $u_2$  (рис. 169) получены для рабочих колес из материалов



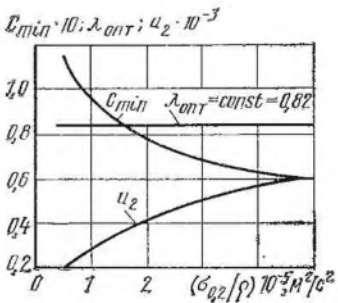


Рис. 169. Зависимость  $C_{\min}$ ,  $\lambda_{\text{опт}}$ ,  $u_2$  от  $\sigma_{0,2}/\rho$

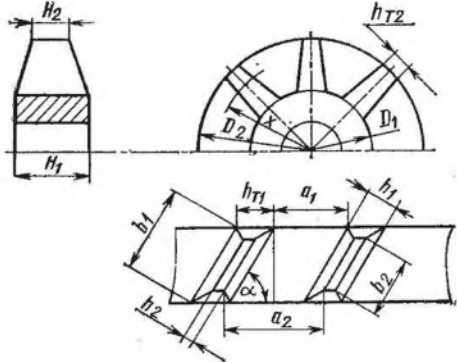


Рис. 170. Схема колеса с лопатками переменной толщины и ширины

с различными прочностными характеристиками ( $\sigma_{0,2}/\rho$ ). В диапазоне изменения  $\sigma_{0,2}/\rho$  от  $0,5 \cdot 10^5$  до  $5,0 \cdot 10^5$  м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup> ( $\sigma_{0,2}$ , Па) значение  $\lambda_{\text{опт}}$  постоянно и равно 0,82.

Методика определения основных размеров дискового рабочего колеса насоса состоит в следующем. Используя графическую зависимость (рис. 169) по отношению  $\sigma_{0,2}/\rho$  для выбранного материала колеса определяют  $\lambda_{\text{опт}}$  и соответствующую окружную скорость  $u_2$ . Далее задаются углом  $\alpha$  и отношением  $a/b$ . Из уравнения (7.11) определяют комплекс  $4F/\pi D_2^2$ . Среднее значение результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо находят по табл. 7.1 или определяют по формулам (7.3) или (7.7) с учетом выражения (7.13).

С учетом заданной быстроты действия проектируемого вакуумного насоса  $S = (0,95 \dots 0,9) S_{\max}$  по уравнению (7.2) определяют суммарную торцовую площадь  $F$  пазов. По найденным значениям  $F$  и комплекса  $4F/\pi D_2^2$  вычисляют наружный диаметр рабочего колеса  $D_2$ , а затем по  $\lambda_{\text{опт}}$  начальный диаметр  $D_1$  пазов.

Задаваясь шириной  $b'$  дискового колеса (обычно  $b' = 2,0 \dots 3,0$  мм), определяют ширину паза из условия обеспечения выбранной геометрической структуры (см. рис. 167):

$$a = \frac{(a/b) b'}{\sin \alpha}.$$

Число пазов колеса определяют по уравнению (7.12).

Предложенная методика определения основных размеров дискового рабочего колеса для улучшения технологии изготовления пазов предполагает корректирование полученных значений. Если расчетная толщина лопатки в корневом сечении получается менее 1 мм (что усложняет технологию изготовления), необходимо повторно рассчитать основные размеры колеса, задавшись отношением  $\lambda < \lambda_{\text{опт}}$ . Повторный расчет дает немного большую толщину лопатки в корневом сечении.

При корректировании можно также задаваться необходимой по конструктивным соображениям толщиной лопатки в корневом сечении.

**Лопаточное колесо.** В турбомолекулярных вакуумных насосах с быстротой действия более 400 дм<sup>3</sup>/с обычно применяют лопаточные колеса, так как использование рабочих колес с радиальными пазами приводит к увеличению радиального размера насоса и усложнению технологии изготовления, а также ограничивает быстроту действия насоса.

Лопаточные рабочие колеса по сравнению с дисковыми имеют более высокий коэффициент использования торцевой поверхности для переноса молекул откачиваемого газа через межлопаточные каналы.

Основные размеры лопаточного колеса насоса [начальный диаметр  $D_1$  у основания лопаток, наружный диаметр  $D_2$ , отношение  $\lambda = D_1/D_2$ , число межлопаточных каналов или лопаток  $z$ , толщина  $H_1$  колеса у корня лопатки и  $H_2$  на периферии, длина  $b_1$  и  $b_2$  лопаток в этих сечениях (рис. 170) 1, характеризующие геометрию рабочего колеса, определяют исходя из условий обеспечения необходимой структуры межлопаточного канала колеса и допустимого напряжения на разрыв в корневом сечении лопатки

$$\sigma = \frac{P_{ц}}{H_1 h_1 / \sin \alpha},$$

где  $H_1$  и  $h_1$  — толщина соответственно лопатки и колеса на начальном диаметре.  $P_{ц}$  — Центробежная сила, возникающая в лопатке при вращении колеса,

$$P_{ц} = \frac{\rho u_2^2}{\sin \alpha} \frac{H_1 h_1}{(1 - \lambda^2)} \left\{ \frac{1 - \lambda^4}{4} (\theta - 1) (\psi - 1) + \frac{1 - \lambda^3}{3} [(\theta - 1) \times \right. \\ \left. \times (1 - \lambda \psi) + (\psi - 1) (1 - \lambda \theta) + \frac{1 - \lambda^2}{2} (1 - \theta \lambda) (1 - \lambda \psi)] \right\}.$$

При изменении толщины и длины лопатки по линейному закону (общий случай) порядок определения основных размеров лопаточного колеса насоса следующий.

Задаваясь соотношениями диаметров обычно в пределах  $\lambda = 0,5 \dots 0,65$ , толщины лопаток  $\psi = 0,3 \dots 1$  и колеса  $\theta = H_2/H_1 = 1 \dots 1,3$ , определяют допустимую окружную скорость  $u_2$  рабочего колеса на конце лопатки, материал которой имеет определенные предел текучести  $\sigma_{0,2}$  и плотность  $\rho$  при коэффициенте  $k$  запаса текучести:

$$u_2 = \\ = \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}}{\rho k} \frac{(1 - \lambda)^2}{\frac{1 - \lambda^4}{4} (\theta - 1) (\psi - 1) + \frac{1 - \lambda^3}{3} [(\theta - 1) (1 - \lambda \psi) + (\psi - 1) (1 - \lambda \theta)] + \frac{1 - \lambda^2}{2} (1 - \lambda \psi) (1 - \lambda \theta)}}.$$

Толщину  $h_1$  лопатки принимают равной  $1 \dots 3$  мм; толщину колеса  $H_1$ , м, определяют по эмпирической формуле  $H_1 = (S_H + 2) 10^{-3}$ , где  $S_H$  — рабочая быстрота действия насоса, м<sup>3</sup>/с.

По заданной быстроте действия проектируемого вакуумного насоса  $S = (0,9 \dots 0,95) S_{\max}$  определяют

$$D_2 =$$

$$= \sqrt{\frac{S_{\max}}{18,2\pi} \sqrt{\frac{T}{M}} \frac{a_1/b_1 + h_1/H_1}{\left(\frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\right) \int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{\bar{x}} d\bar{x} - \lambda \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_{\lambda}^1 K_{\bar{x}} d\bar{x}}, \quad (7.15)}$$

где  $S_{\max}$  — максимальная быстрота откачки насоса, м<sup>3</sup>/с;  $a_1/b_1$  — соотношение ширины межлопаточного канала и длины лопатки у корневого сечения, обычно  $a_1/b_1 = 0,7 \dots 1,1$ ;  $\bar{x}$  — относительный текущий радиус колеса,  $\bar{x} = x/R$ ;  $K_{\bar{x}}$  — результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточный канал, имеющий геометрические параметры и скорость движения, соответствующие сечению на радиусе  $\bar{x}$ ,  $K_{\bar{x}}$ , определяют по табл. 7.1 или по уравнениям (7.3) или (7.7).

Для определения  $K_{\bar{x}}$  вычисляют

$$a_{\bar{x}} = \frac{H_1}{\sin \alpha} \left[ \frac{\bar{x}}{\lambda} \frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{(1-\lambda\psi)(\bar{x}-\lambda)}{\lambda(1-\lambda)} \right], \quad (7.16)$$

$$\left(\frac{a}{b}\right)_{\bar{x}} = \frac{1-\lambda}{\bar{x}(\theta-1) + (1-\theta\lambda)} \left[ \frac{\bar{x}}{\lambda} \frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{(1-\lambda\psi)(\bar{x}-\lambda)}{\lambda(1-\lambda)} \right]. \quad (7.17)$$

Отношение окружной скорости колеса в сечении радиуса  $\bar{x}$  к наиболее вероятной скорости теплового движения молекул газа

$$c_{\bar{x}} = u_2 \bar{x} / v_H.$$

Для обеспечения максимальной быстроты откачки угол наклона лопатки задают в пределах  $\alpha = 35^\circ \dots 40^\circ$ .

На периферии толщина лопаток  $h_2 = \psi h_1$  и колеса  $H_2 = \theta H_1$ . Число лопаток колеса

$$z = \frac{\pi D_2}{H_1} \frac{\lambda \sin \alpha}{a_1/b_1 + h_1/H_1}. \quad (7.18)$$

Максимальное отношение давлений, создаваемое рабочим колесом,

$$\tau_{\max} = \frac{\left(\frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\right) \int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{I\bar{x}} d\bar{x} - \lambda \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_{\lambda}^1 K_{I\bar{x}} d\bar{x}}{\left(\frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\right) \int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{II\bar{x}} d\bar{x} - \lambda \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_{\lambda}^1 K_{II\bar{x}} d\bar{x}}, \quad (7.19)$$

где  $K_{I\bar{x}}$  и  $K_{II\bar{x}}$  — вероятности перехода молекул через межлопаточный канал, соответствующий сечению на радиусе  $\bar{x}$ , со стороны пониженного давления на сторону повышенного давления и обратно.

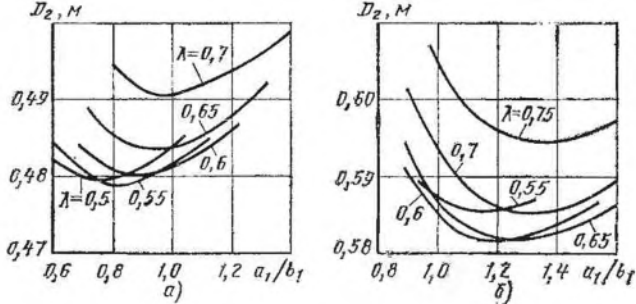


Рис. 171. Зависимость  $D_2$  от отношения  $a_1/b_1$ :  
 $a - \psi = 0,33; \theta = 1; б - \psi = 1, \theta = 1$

В прикидочных расчетах максимальную быстроту откачки и максимальное отношение давлений приблизительно определяют по параметрам межлопаточного канала на среднем радиусе. В этом случае

$$c_{\text{ср}} = \frac{1 + \lambda}{2} c_2;$$

$$\left(\frac{a}{b}\right)_{\text{ср}} = \frac{(a_1/b_1)(1 + \lambda) + (h_1/H_1)(1 + \lambda\psi)}{\lambda(1 + \theta)};$$

$$S_{\text{max}} = 36,4 K_{\text{max ср}} F \sqrt{T/M},$$

где  $F$  — суммарная торцовая площадь межлопаточных каналов;  $K_{\text{max ср}} = K_{\bar{x}}$  при  $\bar{x}_{\text{ср}} = (1 + \lambda)/2 = R_{\text{ср}}/R_1$ .

Оптимизация рабочего колеса, обеспечивающая его минимальный диаметр  $D_2$  при неизменном  $S_{\text{max}}$ , достигается в результате исследования совместного влияния параметров  $\lambda$ ,  $a_1/b_1$ ,  $\psi$ ,  $\theta$  на диаметр  $D_2$ . Оптимальные значения  $\lambda$  и  $a_1/b_1$  в зависимости от параметров  $\psi$  и  $\theta$  лежат в диапазоне соответственно 0,5 ... 0,7 и 0,8 ... 1,2 (рис. 171).

После определения всех геометрических параметров рабочего колеса уточняют значения максимальной быстроты откачки по уравнению

$$S_{\text{max}} = \frac{18,2\pi D_2^3 \sqrt{T/M}}{a_1/b_1 + h_1/H_1} \left[ \left( \frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{1 - \lambda\psi}{1 - \lambda} \right) \times \right. \\ \left. \times \int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{\bar{x}} d\bar{x} - \lambda \frac{h_1}{H_1} \frac{1 - \lambda\psi}{1 - \lambda} \int_{\lambda}^1 K_{\bar{x}} d\bar{x} \right] \quad (7.20)$$

и максимального отношения давлений по уравнению (7.19).

При определении  $D_2$ ,  $\tau_{\max}$ ,  $S_{\max}$  необходимо вычислять интегралы

$$\int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{\bar{x}} d\bar{x}; \quad \int_{\lambda}^1 K_{\bar{x}} d\bar{x}; \quad \int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{I\bar{x}} d\bar{x};$$

$$\int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{II\bar{x}} d\bar{x}; \quad \int_{\lambda}^1 K_{I\bar{x}} d\bar{x}; \quad \int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{II\bar{x}} d\bar{x},$$

которые для упрощения расчетов можно заменить суммами

$$\int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{\bar{x}} d\bar{x} \approx \sum_{i=1}^{i=m} (\bar{x}_{i-1} + \bar{x}_i) (K_{\bar{x}, i-1} + K_{\bar{x}i}) \frac{1-\lambda}{4m};$$

$$\int_{\lambda}^1 K_{\bar{x}} d\bar{x} \approx \sum_{i=1}^{i=m} (K_{\bar{x}, i-1} + K_{\bar{x}i}) \frac{1-\lambda}{2m},$$

где  $m$  — число участков, на которые разбивается область интегрирования;  $\bar{x}_i$  — радиус  $i$ -го участка.

В общем случае в рабочих колесах насоса могут быть применены лопатки трех типов: с линейно уменьшающимися по радиусу шириной и толщиной (рис. 172, а); с увеличивающейся к периферии колеса шириной для обеспечения постоянной эффективности межлопаточного канала по радиусу, т. е. неизменности отношения  $a/b$  (рис. 172, б); с постоянной шириной (рис. 172, в).

Оптимальным с точки зрения обеспечения заданных параметров рабочего откачивания ( $S$  или  $\tau$ ) является колесо с неизменной геометрией межлопаточного канала. Однако колесо такой конструкции увеличивает осевой размер проточной части и насоса в целом. Возможное некоторое увеличение окружной скорости  $u_2$  при уменьшении центробежной силы и обеспечения одинакового запаса прочности в случае применения лопаток с линейно изменяющейся толщиной и шириной не всегда (в зависимости от размеров рабочего колеса) может компенсировать изменение  $S$  или  $\tau$  вследствие увеличения  $a/b$  по радиусу.

Наибольшее распространение получили рабочие колеса постоянной толщины с лопатками постоянной толщины. Их рассчитывают по формулам (7.14) ... (7.20) при  $\psi = 1$  и  $\theta = 1$ .

Как показывает практика конструирования и испытания рабочих колес насоса, в зависимости от геометрических параметров  $\theta$ ,  $\psi$ ,  $h_1/H_1$ ,  $a_1/b_1$ ,  $\lambda$ ,  $\lambda_{\text{д}}$  (где  $\lambda_{\text{д}} = D_{\text{д}}/D_2$  — отношение внутреннего диаметра диска колеса к его наружному диаметру) предельно допустимое напряжение, обеспечивающее работоспособность колеса, может возникать в корневом сечении от действия центробежной силы, т. е. при  $\sigma_{\text{д}} = [\sigma] = \sigma_{0,2}/k$ , или на внутреннем диаметре диска колеса под действием тангенциального напряжения, т. е. при  $\sigma_{\tau \max} = [\sigma]_{\text{д}} = \sigma_{0,2}/k_{\text{д}}$  (где  $k_{\text{д}}$  — коэффициент запаса текучести для материала диска колеса) [15].

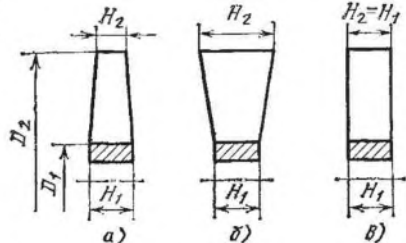


Рис. 172. Конструктивные формы лопаток рабочих колес

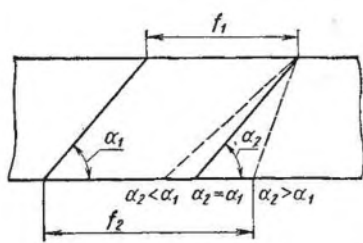


Рис. 173. Схема межлопаточного канала с непараллельными стенками

Тангенциальное напряжение в диске колеса

$$\sigma_{\tau \max} = \frac{\rho u_2^2}{(1-\lambda)^2} X \left\{ \lambda^2 \left[ \frac{2h_1/H_1}{(a_1/b_1 + h_1/H_1)(\lambda^2 - \lambda_d^2)} + \frac{(3+\mu)(1-\lambda)^2}{4X} + \lambda_d^2 \frac{(1-\mu)(1-\lambda)^2}{4X} \right] \right\}, \quad (7.21)$$

где  $X = \frac{1-\lambda^4}{4} (\theta-1)(\psi-1) + \frac{1-\lambda^3}{3} [(\theta-1)(1-\lambda\psi) + (\psi-1)(1-\lambda\theta)] + \frac{1-\lambda^2}{2} (1-\theta\lambda)(1-\psi\lambda);$

$\mu$  — коэффициент Пуассона для алюминиевых и титановых сплавов [9],  $\mu \approx 0,3$ .

Следовательно, окружная скорость  $u_2$  на периферии рабочего колеса будет ограничиваться  $\sigma_{\text{л}}$  или  $\sigma_{\tau \max}$ .

Если  $\sigma_{\text{л}} = [\sigma] = \sigma_{0,2}/k$  и  $\sigma_{\tau \max} < [\sigma]_{\text{д}} = \sigma_{0,2}/k_{\text{д}}$ , то  $u_2$  определяют по уравнению (7.14).

Если  $\sigma_{\tau \max} = [\sigma]_{\text{д}} = \sigma_{0,2}/k_{\text{д}}$ , а  $\sigma_{\text{л}} < [\sigma] = \sigma_{0,2}/k$ , то из этого уравнения с учетом уравнения (7.21) получаем

$$u_2 = \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}(1-\lambda)^2}{\rho k_{\text{д}} X Y}}, \quad (7.22)$$

где  $Y = \lambda^2 \left[ \frac{2h_1/H_1}{(a_1/b_1 + h_1/H_1)(\lambda^2 - \lambda_d^2)} + \frac{(3+\mu)(1-\lambda)^2}{3X} \right] + \lambda_d^2 \frac{(1-\mu)(1-\lambda)^2}{4X}.$

Таким образом, если  $\sigma_{\tau \max} k_{\text{д}} > \sigma k$ , то  $u_2$  определяют по формуле (7.22), а если  $\sigma_{\tau \max} k_{\text{д}} < \sigma k$ , то по формуле (7.14).

В общем виде

$$u_2 = \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}(1-\lambda)^2}{\rho X X_1}},$$

где

$$X_1 = \begin{cases} k & \text{при } Y < k/k_{\text{д}}; \\ k_{\text{д}} & \text{при } Y \geq k/k_{\text{д}}. \end{cases}$$

Равенство  $Y = k/k_{\text{д}}$  выражает условие, когда в корневом сечении лопатки и на внутреннем диаметре диска колеса допустимые напряжения одинаковы, т. е.  $\sigma_{0,2}k = \sigma_{\tau \max}k_{\text{д}}$ .

Если  $\theta = \psi = 1,0$ , то

$$X = \frac{1-\lambda^2}{2} (1-\lambda)^2;$$

$$\sigma_{\pi} = \frac{\rho u_2^2}{2} (1-\lambda^2) Y; \quad u_2 = \sqrt{\frac{2\sigma_{0,2}}{\rho(1-\lambda^2)X}};$$

$$Y = \lambda^2 \left[ \frac{2h_1/H_1}{(a_1/b_1 + h_1/H_1)(\lambda^2 - \lambda_{\text{д}}^2)} + \frac{3+\mu}{2(1-\lambda^2)} \right] + \lambda_{\text{д}}^2 \frac{1-\mu}{2(1-\lambda^2)},$$

где

$$X_1 = \begin{cases} k & \text{при } Y < k/k_{\text{д}}; \\ k_{\text{д}} & \text{при } Y \geq k/k_{\text{д}}. \end{cases}$$

Теоретически и экспериментально исследована возможность улучшения откачной характеристики колеса насоса при применении межлопаточных каналов с непараллельными стенками (дисковые колеса) или с каналами, образованными лопатками, которые установлены под разными углами  $\alpha$  (лопаточные колеса) (рис. 173).

В диапазоне относительных скоростей  $u/v_{\text{н}} = 0,2 \dots 1,2$  максимальная быстрота откачки и максимальное отношение давлений для отдельного канала с плоскими непараллельными (сужающимися) стенками могут быть увеличены на 50 % по сравнению с их значениями для межлопаточного канала с параллельными стенками. Однако вследствие того, что таких каналов на рабочем колесе определенного наружного диаметра удастся разместить меньше, то максимально возможное увеличение быстроты откачки колеса не превышает 10 %.

Практически 100 %-ное повышение эффективности рабочих колес возможно при вращении статорных колес в сторону, противоположную направлению вращения роторных колес. В этом случае результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточные каналы колес определяется соответственно по уравнениям (7.3) и (7.5) или по табл. 7.1 по скорости их относительного движения.

## 7.6. РАСЧЕТ ОТКАЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Откачная характеристика турбомолекулярного вакуумного насоса определяется предельным остаточным давлением, рабочей быстротой действия и форвакуумным давлением.

Предельное остаточное давление, создаваемое насосом при молекулярном режиме течения газа на стороне нагнетания, зависит от числа ступеней, потоков газовой выделенной с внутренней поверхности корпуса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания, быстроты действия насоса, а также степени герметичности рабочей полости насоса.



Рабочая быстрая действия насоса зависит от геометрии межлопаточных каналов или пазов колес и согласованности их характеристик.

Конструктивное выполнение турбомолекулярных вакуумных насосов обеспечивает сравнительно высокую герметичность рабочей полости, поэтому предельное остаточное давление прежде всего зависит от потоков газовой выделения с внутренней поверхности корпуса, участка вала, расположенного в полости всасывания, а также с торцовых поверхностей рабочих колес, обращенных к полости всасывания. В настоящее время корпуса насосов, как правило, изготавливают из хромоникелевой коррозионно-стойкой стали 12X18H10T, а рабочие колеса — из алюминиевых или титановых сплавов.

Исследование газовой выделения хромоникелевых коррозионно-стойких сталей показало, что потоки газовой выделения и состав выделяемых газов зависят от качества обработанной поверхности, температуры прогрева ее в высоком вакууме, а также наличия окисных пленок.

Средний удельный поток газовой выделения для коррозионно-стойкой стали с тщательно очищенной поверхностью после прогрева в высоком вакууме составляет  $3 \cdot 10^{-8} \dots 3 \cdot 10^{-10} \text{ Па} \cdot \text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ . Потоки газовой выделения с поверхности алюминиевых и титановых сплавов зависят также от химического состава, структуры, температуры и времени обезгаживания поверхности окисных пленок. Средний удельный поток газовой выделения с поверхности алюминиевых и титановых сплавов после прогрева в высоком вакууме составляет  $(2 \dots 5) 10^{-7} \text{ Па} \cdot \text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ .

Предельное остаточное давление (Па), создаваемое насосом без учета натекания газа при возможной малой негерметичности,

$$p_{\text{пр}} = \sum F_i q_i / S, \quad (7.23)$$

где  $F_i$  — участок поверхности газовой выделения,  $\text{м}^2$ ;  $q_i$  — удельный поток газовой выделения,  $\text{Па} \cdot \text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ ;  $S$  — рабочая быстрая действия насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Общее отношение давлений для насоса

$$\tau_{\text{об}} = \frac{p_{\text{ф}}}{p_{\text{пр}}} = \prod_{i=1}^n \tau_i, \quad (7.24)$$

где  $p_{\text{ф}}$  — форвакуумное давление;  $\tau_i$  — рабочее отношение давлений, создаваемое  $i$ -м колесом.

Быстрая откачки первого рабочего колеса

$$S_{01} = S_1 + u_1 (\tau_1 - 1),$$

где  $S_1$  — объем газа, откачиваемый первым и всеми последующими рабочими колесами насоса,  $S_1 = S_{\text{н}} + Q_{\text{гв. в с}}/p$  ( $S_{\text{н}}$  — заданная быстрая действия насоса;  $u_1$  — проводимость кольцевого радиального зазора;  $u_1 (\tau_1 - 1)$  — объем газа, перетекающего через радиальный кольцевой зазор, откачиваемый только первым колесом.

Проводимость кольцевого радиального зазора [7]

$$u_i = \frac{8}{3} \sqrt{\frac{RT}{2\pi M}} \frac{ab^2}{l} \Gamma^n, \quad (7.25)$$

где  $R$  — универсальная газовая постоянная, Дж/(К·моль);  $T$  — абсолютная температура газа, К;  $M$  — молекулярная масса;  $a$  — длина окружности колеса, м;  $b$  — радиальный зазор, м;  $l$  — ширина колеса, м;  $\Gamma''$  — коэффициент, зависящий от размеров зазора (рис. 174).

Для азота при 293 К

$$u_i = 314 ab^2 \Gamma'' / l.$$

Для  $i$ -го рабочего колеса

$$S_{0i} = S_i + u_i (\tau_i - 1).$$

Здесь

$$S_i = \frac{S_{i-1}}{\tau_{i-1}} + \frac{Q_{\text{гв. пр } i}}{\rho_i}, \quad (7.26)$$

где  $Q_{\text{гв. пр } i}$  — поток газовой выделенной с поверхности между  $(i-1)$ -м и  $i$ -м колесами,

$$Q_{\text{гв. пр } i} = \sum_{j=1}^{i-1} F_{ji} q_{ji}$$

( $j$  — порядковый номер участка поверхности газовой выделенной перед  $i$ -м колесом);  $\rho_i$  — давление всасывания  $i$ -го колеса.

Рабочее отношение давлений, создаваемое  $i$ -м колесом, с учетом перетекающего газа и газовой выделенной,

$$\tau_i = \tau_{\text{max } di} - \frac{S_i}{S_{\text{max } i}} (\tau_{\text{max } di} - 1), \quad (7.27)$$

где  $\tau_{\text{max } di}$  — максимальное отношение давлений, создаваемое  $i$ -м колесом, с учетом перетеканий газа через радиальный зазор,

$$\tau_{\text{max } di} = \frac{S_{\text{max } i} \tau_{\text{max } i} + u_i (\tau_{\text{max } i} - 1)}{S_{\text{max } i} + u_i (\tau_{\text{max } i} - 1)}. \quad (7.28)$$

Определение откачной характеристики насоса основано на согласованности последовательно работающих роторных и статорных колес, характеризуемой уравнением потока  $Q = Sp = \text{const}$ .

Результаты теоретического исследования влияния геометрии межлопаточных каналов рабочих колес, а также основных параметров на откачную характеристику турбомолекулярного вакуумного насоса показали, что предельное остаточное давление, создаваемое насосом, определяется потоком газовой выделенной с внутренней поверхности корпуса насоса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания (при пренебрежении натеканием газа из окружающей среды и возможно малой негерметичности насоса), рабочей быстротой действия и числом ступеней. Применение в насосе рабочих колес с малыми углами  $\alpha$  наклона паза или лопатки в последних ступенях уменьшает предельное остаточное давление только при малом газовой выделенной по сравнению с быстротой действия. При сравнительно больших потоках газовой выделенной с целью улучшения откачной характеристики насоса для рабочих колес следует выбирать открытую структуру межлопаточных каналов с углом  $\alpha = 35 \dots 40^\circ$ , так как достижение минимального давления в этом случае возможно только за счет

увеличения рабочей быстроты действия насоса.

Критерием для выбора оптимального варианта проточной части насоса при заданных условиях служит минимальный условный объем пакета рабочих колес  $V_y = \pi D_2^2 z / 4$ . При увеличении наружного диаметра  $D_2$  число  $z$  колес, необходимое для обеспечения заданного отношения давлений, уменьшается вследствие относительного снижения влияния на быстроту действия и создаваемое отношение давлений газовыделения с внутренних поверхностей насоса и перетеканий через радиальные зазоры.

При нарушении молекулярного режима течения газа в проточной части (при смещении рабочей зоны характеристики насоса по условиям эксплуатации в область повышенных давлений) число колес должно быть увеличено. Проточную часть насоса рекомендуется выполнять двух- или трехсекционной, причем в первой секции следует применять рабочие колеса с открытой структурой межлопаточных каналов ( $\alpha = 35 \dots 40^\circ$ ,  $a/b \approx 1,3 \dots 1,0$ ), а в последней — колесо с  $\alpha = 20 \dots 10^\circ$  и  $a/b \approx 0,9 \dots 0,6$ .

Форвакуумный насос должен обеспечивать молекулярный режим течения газа за последним рабочим колесом на нагнетании ТМН. При этом во всем диапазоне изменения давления всасывания ТМН быстрота действия форвакуумного насоса не должна быть меньше быстроты действия ТМН, приведенной к условиям нагнетания.

Как следует из теоретических и экспериментальных характеристик ТМН, при повышении давления всасывания примерно до  $p = 0,1 \dots 1,0$  Па в рабочих колесах насоса возникает молекулярно-вязкостный или вязкостный режим течения газа, вследствие чего резко уменьшаются быстрота действия насоса и создаваемое им отношение давлений.

В настоящее время в качестве форвакуумных насосов обычно используют плунжерные масляные насосы, которые при быстроте действия  $S = 0$  создают давление в пределах  $1 \dots 10^{-1}$  Па.

Результаты экспериментального исследования влияния форвакуумного давления на предельное остаточное давление, создаваемое ТМН, показали, что предельное давление всасывания, до которого быстрота действия не зависит от  $p$ , составляет  $10^{-1} \dots 1,0$  Па. Учитывая, что отношение давлений, создаваемое ТМН при работе на этих режимах, равно примерно  $10^2$ , следует считать, что промежуточное давление, т. е. давление нагнетания ТМН и давление всасывания форвакуумного насоса, не должно

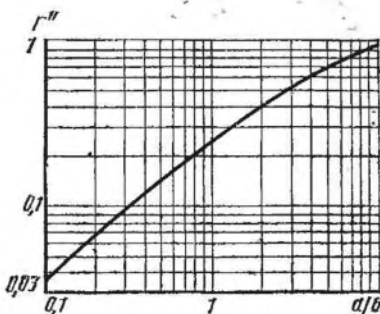


Рис. 174. Зависимость коэффициента  $\Gamma''$  от отношения  $a/b$  для щелевых каналов при молекулярном тении газа

превышать 65 ... 130 Па. При этом значения промежуточного давления быстрота действия форвакуумного насоса и быстрота действия ТМН, увеличенная на поток газовыделения в нагнетательной линии, должны быть одинаковыми.

Применение в качестве форвакуумных насосов вакуумных насосов, создающих давление ниже  $10^{-1}$  Па, целесообразно лишь тогда, когда ТМН создает меньшее отношение давлений, чем отношение давления всасывания предполагаемого форвакуумного насоса к предельному давлению, определяемому уравнением (7.23), т. е. тогда, когда отношение давлений, создаваемое ТМН, определится числом ступеней, а не потоком газовыделения с внутренней поверхности корпуса насоса и деталей ротора.

Порядок расчета откачной характеристики ТМН следующий.

1. Выполняют газодинамический и прочностной расчеты рабочих колес и определяют их объемные характеристики и размеры.

2. Определяют суммарный поток газовыделения с внутренней поверхности корпуса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания насоса  $Q_{гв. вс}$ , а также между рабочими колесами  $Q_{гв. пр i}$ .

3. По уравнению (7.23) проверяют предельное остаточное давление.

4. Выбирают форвакуумный насос, обеспечивающий за последним колесом ТМН молекулярный режим течения газа.

5. Определяют число рабочих колес (роторных и статорных), последовательно подсчитывая отношение давлений, создаваемое каждым колесом, начиная с первого, до достижения форвакуумного давления, а также определяют отношение давлений по уравнению (7.24). При этом считают, что полезная быстрота откачки первого рабочего колеса, а следовательно, быстрота действия всего насоса  $S_n = 0$ , что соответствует минимальному потоку газа. Таким образом, быстрота откачки первого колеса складывается из потока газовыделения на всасывании и потока газа, перетекающего через радиальный зазор, т. е.

$$S_{01} = Q_{гв. вс}/p_{пр} + u_1 (\tau_1 - 1).$$

Отношение давлений, создаваемое первым колесом, определяют по формуле (7.27).

Давление перед  $i$ -м рабочим колесом

$$p_i = p_{i-1} \tau_{i-1}. \quad (7.29)$$

6. Задаваясь значениями потока газа в пределах от  $Q_{мин \phi}$  до  $S_{max} p_{\phi}$ , определяют расчетные точки откачной характеристики насоса во всем диапазоне давления всасывания.

Определяемый потоком газовыделения минимальный поток газа, приходящийся на форвакуумный насос,

$$Q_{мин \phi} = Q_{гв. вс} + \sum_{i=2}^{i=n} Q_{гв. пр i} + Q_{гв. \phi}$$

где  $Q_{гв. \phi}$  — поток газовой выделения в нагнетательной полости ТМН (после последнего рабочего колеса).

По характеристике форвакуумного насоса с учетом  $Q_{\phi} = Q_{\min \phi}$  уточняют  $p_{\phi}$ , а затем  $p_{пр}$ .

Отношение давлений на последнем рабочем колесе

$$\tau_{II} = \frac{\tau_{\max \text{ д. II}} S_{\max \text{ II}}}{S_{\max \text{ II}} + (S_{II+1} - Q_{гв. \phi} / p_{II+1}) (\tau_{\max \text{ д. II}} - 1)},$$

где  $S_{II+1} = Q_{\min \phi} / p_{II+1}$ ;  $p_{II+1} = p_{\phi}$ .

Для  $i$ -го колеса

$$\tau_i = \frac{\tau_{\max \text{ д}i} S_{\max i}}{S_{\max i} + (S_{i+1} - Q_{гв. пр i+1} / p_{i+1}) (\tau_{\max \text{ д}i} - 1)}. \quad (7.30)$$

По значению  $\tau_{II}$  определяют быстроту действия последнего колеса

$$S_{II} = (S_{II+1} - Q_{гв. \phi} / p_{II+1}) \tau_{II}.$$

Давление перед последним колесом  $p_{II} = p_{\phi} / \tau_{II}$ .

Далее в той же последовательности определяют  $\tau_i$ ,  $S_i$ ,  $p_i$  для всех колес до первого. Таким образом, определяют истинное значение  $p_{пр}$ .

Часто требуется определять откачную характеристику по рабочему давлению всасывания  $p_p$ , соответствующему заданной скорости действия  $S_{II}$ . В этом случае при определении числа ступеней скорости откачки первого рабочего колеса определяют с учетом заданной скорости действия насоса, т. е. по формуле

$$S_{01} = S_{II} + Q_{гв. вс} / p_p + u_1 (\tau_1 - 1).$$

## 7.7. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ

С момента появления первого турбомолекулярного насоса до настоящего времени создано большое число разнообразных его конструкций различной скорости действия.

Использование насоса в качестве высоковакуумного средства откачки обуславливает выбор материалов, используемых для изготовления деталей насоса. Корпус насоса со всасывающим патрубком обычно изготавливают из коррозионно-стойкой стали X18H10T, что позволяет осуществлять термическое обезгаживание всасывающей полости, не вызывающее остаточных деформаций корпуса после прогрева. В качестве уплотняющих материалов (для прокладок) в насосах и затворах, соединяющих всасывающий патрубок с откачиваемым объемом, обычно используют медь, алюминий, иногда индий.

Статорные рабочие колеса и неподвижные соединительные элементы в высоковакуумной полости насоса изготавливают из материалов, обладающих небольшим удельным газовыделением. Наибольшее распространение получили сплавы алюминия и коррозионно-стойкие стали. Рабочие колеса, обычно изготавливаемые из сплавов алюминия, часто выполняют из сплавов титана, поз-

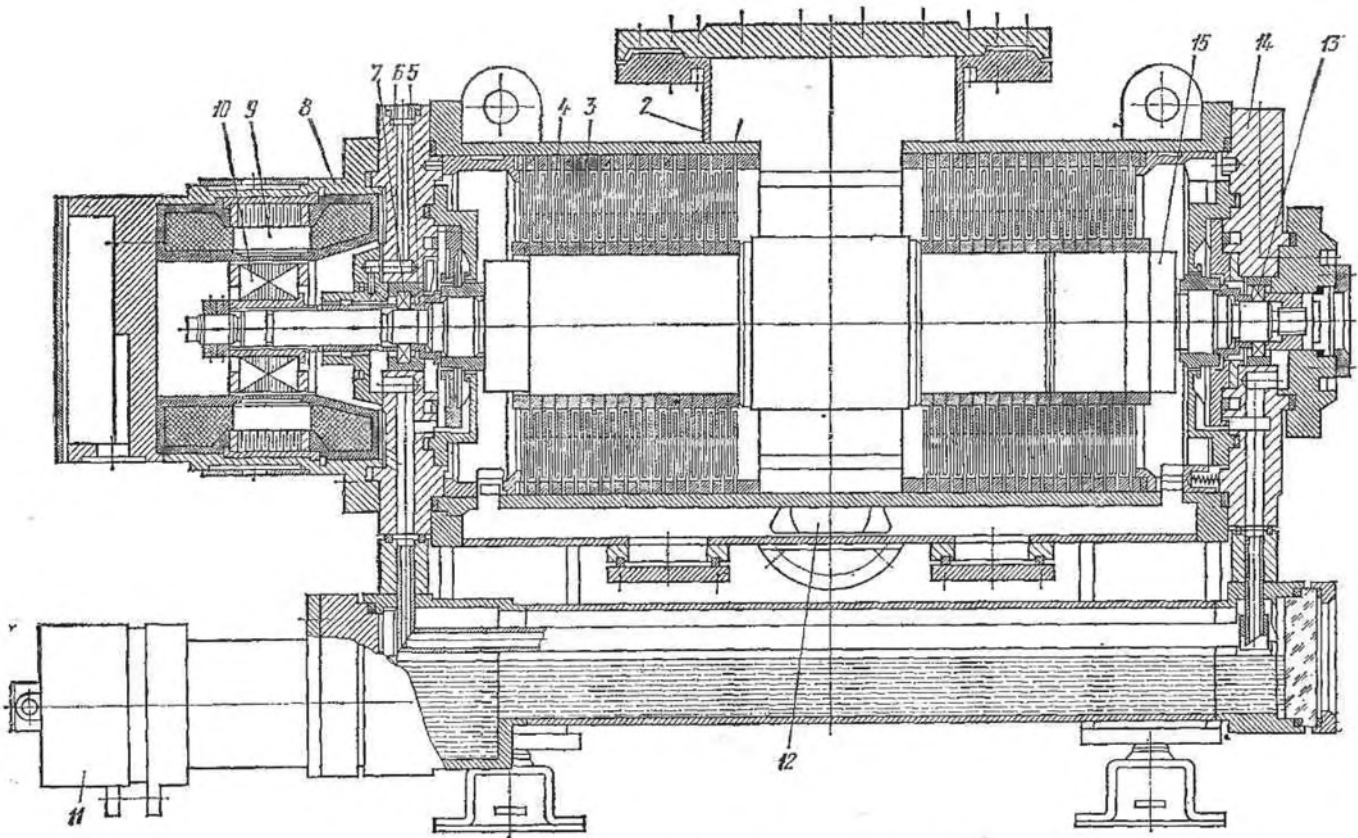


Рис. 175. Двухпоточный вакуумный насос ТМН-200



высокими обеспечить высокую частоту вращения, что важно для увеличения скорости действия и отношения давлений насоса. Высокие окружные скорости рабочих колес приводят, в свою очередь, к повышению требований к подшипниковым узлам и др.

В конструкциях насосов применяют две принципиальные схемы расположения проточной части, различающиеся характером прохождения откачиваемого потока газа в насосе: двух- и однопоточные.

В двухпоточном насосе ТМН-200 (рис. 175) внутри цилиндрического корпуса 1 со всасывающим 2 и нагнетательным 12 патрубками вращается ротор, установленный на двух подшипниках качения 7 и 13, которые смонтированы на упругих металлических опорах 5, позволяющих уменьшить вибрацию. На валу 15 напрессованы рабочие колеса 4 и консольно расположен ротор 10 высокочастотного электродвигателя. Статорные обмотки 9 электродвигателя встроены в форвакуумную полость насоса. Масло в подшипники подается масляным насосом 11 шнекового типа, приводимым электродвигателем. Вращение от электродвигателя к масляному насосу передается через вал, уплотняемый манжетами. В корпусе 8 форвакуумной полости и фланцах 6 и 14 выполнены канавки, по которым подводится вода для охлаждения электродвигателя и подшипниковых узлов. Кроме того, для предотвращения проникновения масла из подшипниковых узлов в полость электродвигателя и к последним рабочим колесам насоса на вал ротора насажены втулки, образующие с охватывающими их деталями лабиринтные уплотнения.

Проточная часть насоса состоит из чередующихся между собой роторных и статорных рабочих колес 3 дискового типа. Статорные колеса представляют собой зеркальное отражение роторных; для упрощения монтажа насоса статорные колеса разрезаны по диаметру. У первых 25 колес (со стороны всасывания) угол наклона пазов  $30^\circ$ , а последующих 14 ...  $15^\circ$ . Изменение угла  $\alpha$  наклона необходимо для увеличения отношения давлений насоса.

В качестве первого рабочего колеса в насосе использовано статорное колесо, что несколько снижает его быстроту действия. В данном случае первое колесо выполняет функции экранной сетки.

Центральная часть вала ротора и рабочие колеса насоса изготовлены из алюминиевого сплава, корпус насоса и другие детали, расположенные в высоковакуумной части, — из стали Х18Н10Т.

Основные параметры характеристики насоса ТМН-200: быстрота действия по азоту —  $250 \text{ дм}^3/\text{с}$ , предельное остаточное давление —  $10^{-7} \text{ Па}$ .

На рис. 176 дан монтажный чертеж насоса ТМН-500. Двухпоточный насос 1, отличающийся развитой всасывающей полостью большой проводимости, установлен на основании 7 с помощью четырех амортизаторов 6. Проточная часть насоса состоит из че-



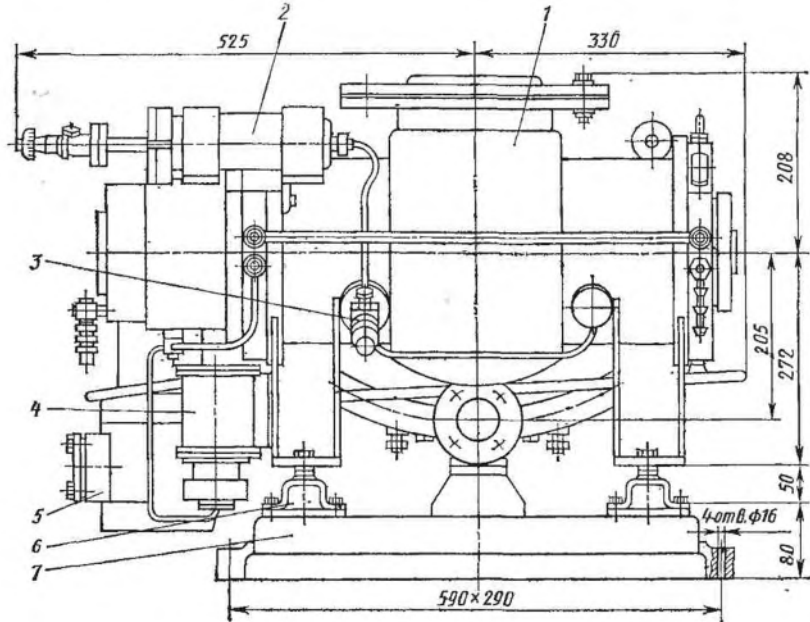


Рис. 176. Монтажный чертеж насоса ТМН-500

редующихся между собой роторных и статорных колес дискового типа. Роторные колеса напрессованы на вал, который вращается на двух шарикоподшипниках, имеющих текстолитовые сепараторы. Шарикоподшипники в сборе со сферическими кольцами смонтированы на специальных упругих металлических рессорах.

В форвакуумную полость насоса с левой стороны встроен электродвигатель, ротор которого расположен консольно на валу ротора.

Гидрореле 4 предназначено для контроля давления воды в системе охлаждения шарикоподшипников и электродвигателя насоса. При падении давления воды в системе охлаждения ниже 50 кПа гидрореле отключает питание электродвигателя насоса.

Масляный насос 5 шнекового типа, снабженный самостоятельным двигателем, подает смазочный материал к подшипникам. Насос снабжен осушителем 2 с системой напуска осушенного воздуха через клапан 3 во всасывающую полость насоса при его остановках для предотвращения проникновения паров масла из форвакуумного насоса.

Предельное остаточное давление насоса  $6,65 \cdot 10^{-7}$  Па, быстрота действия в диапазоне давлений  $1,33 \cdot 10^{-3} \dots 6,65 \cdot 10^{-6}$  Па —  $500 \text{ дм}^3/\text{с}$ .

Двухпоточные насосы в сравнении с однопоточными легче поддаются балансировке и ремонту, более устойчивы к прорыву

Рис. 177. Конструктивная схема насоса «Турбовак-450»

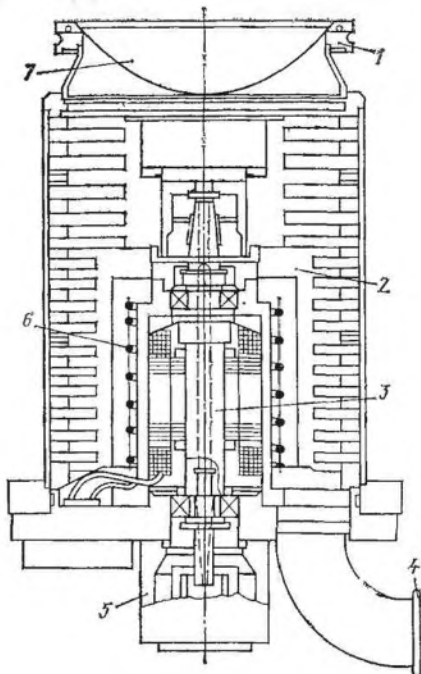
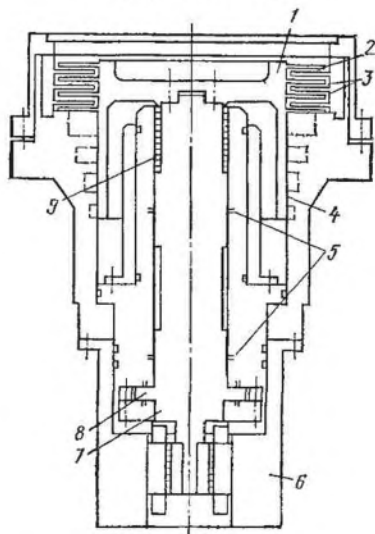


Рис. 178. Конструктивная схема насоса фирмы «Алькотель»



атмосферного воздуха, менее чувствительны к попаданию твердых частиц, вносимых с откачиваемым газом.

Однопоточные насосы проще в изготовлении, легче встраиваются в вакуумные установки, обеспечивая возможность монтажа насоса в вакуумной системе в произвольном положении без переходных присоединительных патрубков с практически полным использованием быстроты действия насоса.

Одними из главных элементов насосов, определяющих его эксплуатационные характеристики, надежность и ресурс, являются высокоскоростные опоры ротора, совершенствование которых в значительной мере стимулировало развитие конструкций ТМН.

Насос «Турбовак» (рис. 177) фирмы «Лейбольд—Хераус» (ФРГ) отличается смазочной системой, расположением электродвигателя и технологией изготовления ротора. Ротор 2 насоса колоколообразной формы выполнен из одной заготовки и имеет лопасти, полученные продольным фрезерованием.

Вал 3 ротора полый, в нижней его части сделано конусное сверление вершиной вниз. Конец вала погружен в масляную ванну; при вращении масло под действием центробежной силы поднимается вверх по валу. Над верхним подшипником насоса выполнены две канавки, по которым масло в виде капель поступает в подшипник. Стекая с подшипника, масло попадает на стенки

охлаждаемого корпуса 6 с проточками, обеспечивающими поступление масла к нижнему подшипнику, под которым расположен маслосборник 5. На всасывающей патрубке 1 установлена защитная сетка 7, предохраняющая внутреннюю полость насоса от попадания в нее посторонних частиц. Форвакуумный насос подсоединен к нагнетательному патрубку 4. Насос «Турбовак-450» при наружном диаметре рабочих колес, равном 240 мм, и частоте вращения ротора  $400 \text{ с}^{-1}$  обеспечивает быстроту действия по азоту  $450 \text{ дм}^3/\text{с}$  в рабочем диапазоне давлений  $1,0 \dots 10^{-8} \text{ Па}$ . Отношение давлений по азоту равно  $10^8$ , по водороду  $10^4$ .

Главный недостаток опор со смазыванием из масляной ванны — необходимость строгого вертикального расположения насоса с малым отклонением от вертикальной оси.

В 1974 г. фирма «Алькотель» (Франция) выпустила турбомолекулярный насос оригинальной гибридной конструкции, свободный от этого недостатка.

Однопоточный насос с быстротой действия  $450 \text{ дм}^3/\text{с}$ , обеспечивающий предельное давление до  $10^{-8} \text{ Па}$ , может быть расположен произвольно в пространстве и подсоединен к откачиваемому объему без переходных патрубков под любым углом, вплоть до установки вверх дном. В насосе применены аэростатические газовые подшипники.

На рис. 178 показана конструктивная схема насоса. Ротор 1 комбинированного насоса служит одновременно роторами турбомолекулярного насоса с уменьшенным числом рабочих колес (четыре роторных 2 и три статорных 3) и цилиндрического молекулярного насоса 4 Хольвека. Ротор 1 насоса приводится от электродвигателя, ротор которого расположен на валу 7.

Динамическое уплотнение 9, по существу, также представляет собой молекулярный насос Хольвека с профилированными спиральными канавками малых размеров ( $30 \dots 100 \text{ мкм}$ ) на валу (на длине 50 мм) и с зазором между валом и корпусом 10 мкм. Быстрота действия газодинамического уплотнения около  $5 \times 10^{-2} \text{ дм}^3/\text{с}$ , отношение давлений по азоту  $10^6$ , по гелию  $2,5 \times 10^8$  и по водороду  $5 \cdot 10^2$  [18].

Использование газовых подшипников 5 и 8 позволило увеличить частоту вращения ротора.

Насос представляет собой первый полностью безмасляный турбомолекулярный насос. В рабочем режиме насос может работать непосредственно с выпуском в атмосферу. Однако для его старта необходимо предварительное форвакуумное откачивание до давления  $10^2 \text{ Па}$ , которое осуществляется форвакуумным насосом с масляным уплотнением. Это в известной мере снижает достоинства гибридного насоса как полностью безмасляной системы откачивания. Приводом насоса служит электродвигатель или газовая турбина, питающаяся от пневмосети. Сжатый воздух для питания аэростатических подшипников требует высокой степени очистки.

Отрицательная особенность конструкции насоса заключена в необходимости очень малых зазоров и связанных с этим жестких требований к изготовлению и эксплуатации. В связи с этим насос не получил широкого распространения.

Фирмой «Лейбольд—Хераус» (ФРГ) разработан первый промышленный образец насоса «Турбовак-550М» (рис. 179) с электромагнитными опорами ротора. Ротор насоса подвешен на электромагнитных активных опорах — одной осевой и двух радиальных. Внутри полого ротора 5 расположен опорный стержень 3. Между двумя радиальными магнитными подшипниками 6 размещен электродвигатель 7. В верхней части ротора расположен осевой магнитный подшипник 4. В нижней 1 и верхней 2 частях стержня установлены шарикоподшипники с трением без смазочного материала, на которые ротор садится при остановке насоса и аварийном отключении питания.

При работе насоса, т. е. при вращении ротора, между наружными кольцами шарикоподшипников и ротором устанавливается зазор примерно 0,1 мм и шарикоподшипники не работают. При остановке насоса зазор выбирается и ротор тормозится на шарикоподшипниках.

Применение магнитных подшипников снижает уровень вибраций.

К недостаткам насоса следует отнести достаточно сложную систему управления с громоздким электронным блоком, недостаточную жесткость магнитных опор, исключая произвольное размещение насоса в пространстве (допустимое отклонение от вертикали не более  $15^\circ$ ), сложность балансировки.

В середине 80-х годов фирмой «Лейбольд—Хераус» изготовлены конструкции ТМН с консистентной смазкой подшипников ротора «Турбовак-1000» и «Турбовак-50» [19]. Особенностью этих насосов является модульность конструкции, базирующаяся на использовании шпиндельного принципа опор. Ротор насоса «Турбовак-1000» (рис. 180) выточен из цельной заготовки и насажен на верхний конец вала шпинделя, представляющего собой собранный под-

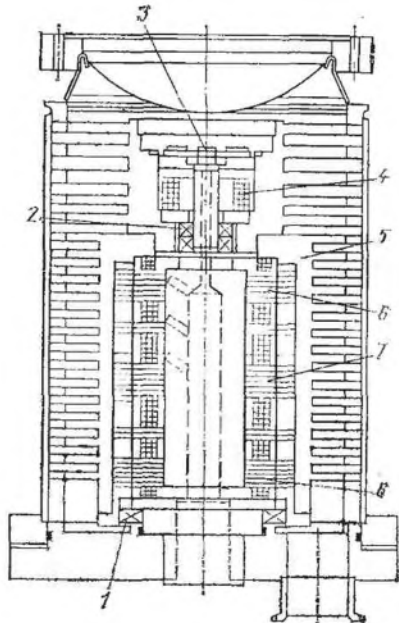


Рис. 179. Конструктивная схема насоса «Турбовак-550М» с магнитной подвеской ротора

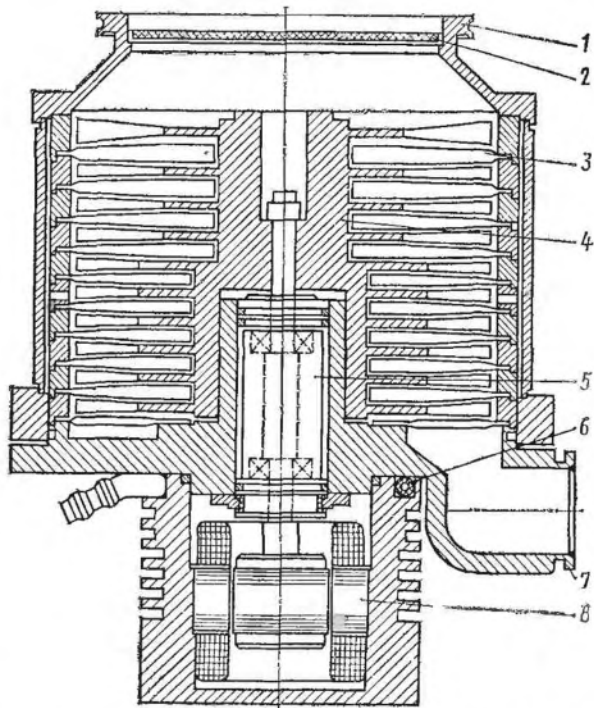


Рис. 180. Конструктивная схема насоса «Турбопак-1000»:

1 — фланец; 2 — защитная сетка; 3 — статорный пакет; 4 — ротор; 5 — шпиндельный модуль с шарикоподшипниками; 6 — водяное охлаждение; 7 — форвакуумный фланец; 8 — электропривод

шипниковый узел; на нижнем конце вала шпинделя размещен ротор двигателя. Шпиндельное устройство обеспечивает высокоточную установку подшипников во втулке шпинделя. Точный предварительный натяг подшипников, кроме того, гарантирует низкий уровень вибрации и малый износ подшипников при работе насоса в любом рабочем положении. Собранные ротор, шпиндель и ротор двигателя представляют собой единый вращающийся модуль, который при необходимости извлекают из насоса. Модульная конструкция обеспечивает оптимальную балансировку ротора, которая может быть осуществлена вне насоса.

Фирмой «Осака Шинку Кики К°» (Япония) создан насос типа TG550 с шарикоподшипниковыми опорами ротора, на валу которого последовательно установлены турбинные и молекулярные колеса. Насос работает при выпускном давлении 400 ... 500 Па с большой быстротой действия в области повышенных давлений. В области сверхвысокого вакуума его быстрота действия составляет 500 дм<sup>3</sup>/с, а при давлении всасывания 10 Па — 130 дм<sup>3</sup>/с.

Основными направлениями развития конструкций ТМН следует считать:

Показатель	ТМН-100		ТМН-200		ТМН-500		ВМН-150		О1АБ-450-003
	Вертикальное	Горизонтальное	Вертикальное	Горизонтальное	Вертикальное	Горизонтальное	Вертикальное	Горизонтальное	
Расположение ротора	Вертикальное	Горизонтальное	Вертикальное	Горизонтальное	Вертикальное	Горизонтальное	Вертикальное	Горизонтальное	
Быстрота действия по азоту, м <sup>3</sup> /с	0,125	0,250	0,250	0,500	0,16	0,4			
Предельное остаточное давление по азоту, Па	$4 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$7 \cdot 10^{-7}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$7 \cdot 10^{-7}$			
Номинальная частота вращения ротора, с <sup>-1</sup>	300	300	300	300	600	400			
Необходимое напряжение электродвигателя, В	220/300	220/300	200/300	—	—	220/50			
Потребляемая мощность, Вт	150	150	150	400	1400				
Диаметр патрубка, м: всасывающего	0,125	0,160	0,260	0,125	0,156				
	0,05	0,05	0,05	0,4	0,37				
Размеры насоса, м:									
	длина	0,36	0,86	0,61	0,53	0,28			
	ширина	0,39	0,62	0,88	0,22	0,28			
высота	0,72	0,83	0,51	0,47	0,48				
Масса, кг	110	290	215	25	44				

создание и совершенствование насосов с шарикоподшипниковыми опорами ротора;

использование системы консистентной смазки шарикоподшипников, обеспечивающей их повышенную надежность и долговечность, а также возможность работы ТМН при произвольной ориентации в пространстве;

переход к модульной конструкции шпиндельного типа вращающегося узла ТМН (вал с подшипниковыми опорами, ротор насоса, ротор двигателя — единый съемный узел, обеспечивающий простоту и надежность эксплуатации);

расширение области рабочего давления ТМН в сторону увеличения давления всасывания путем создания комбинированной проточной части, состоящей из последовательно установленных на одном валу эффективных колес турбонасоса, молекулярных и вихревых рабочих колес.

Технические характеристики ТМН, выпускаемые отечественной промышленностью, приведены в табл. 7.2.

### 7.8. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НАСОСА

Мощность двигателя ТМН складывается из мощности, расходуемой на сжатие газа; мощности, необходимой для компенсации механических потерь, и мощности, необходимой для привода масляного насоса, если он не имеет индивидуального двигателя.

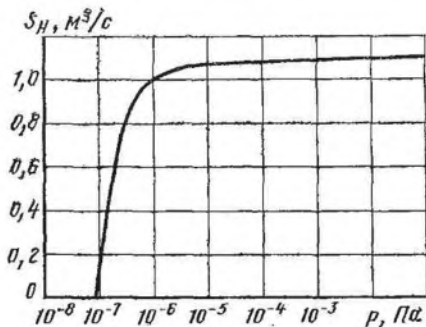


Рис. 181. Расчетная откачная характеристика насоса

Мощность, расходуемая на сжатие газа, близка к изотермической, так как, несмотря на большие отношения давлений (до  $10^8 \dots 10^{10}$ ), ТМН отличаются очень малой плотностью газа (диапазон давлений всасывания  $10^{-10} \dots 10^{-2}$  Па).

Под сжатием газа в ТМН понимают перенос рабочими колесами молекул газа в направлении повышения давлений, который основан на различном сопротивлении потокам газа.

Механические потери в ТМН невелики: как правило, ротор насоса вращается в подшипниках качения высокого класса. Обычно для ТМН механический КПД  $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \dots 0,97$ .

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа в насосе, (Вт)

$$N_{\text{н}} = mL_{\text{из}},$$

где  $m$  — массовый расход, кг/с,  $m = Sp$  ( $S$  — быстрота действия насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $p$  — плотность газа,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ,  $p = p/RT$ );  $L_{\text{из}}$  — изотермическая работа, Дж/кг,  $L_{\text{из}} = 2,3RT \lg(p_{\text{ф}}/p)$  ( $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $T$  — температура сжимаемого газа, град;  $p_{\text{ф}}$  — форвакуумное давление, Па;  $p$  — минимальное рабочее давление всасывания, Па).

Мощность двигателя масляного насоса (Вт)

$$N_{\text{м}} = V_{\text{м}}(p_{\text{н.м}} - p_{\text{м}} + h\gamma_{\text{рм}}),$$

где  $V_{\text{м}}$  — объемный расход масла,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $p_{\text{н.м}}$  и  $p_{\text{м}}$  — давления нагнетания и всасывания масляного насоса соответственно, Па;  $h$  — напор, создаваемый насосом, м;  $\gamma_{\text{рм}}$  — плотность масла,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Мощность двигателя ТМН (Вт)

$$N = (N_{\text{н}} + N_{\text{м}})/\eta_{\text{мах}}.$$

Целесообразно (особенно для ТМН с большой быстротой действия) мощность двигателя, вычисленную по этой формуле, увеличить на 10 ... 15 % для увеличения момента трогания и сокращения времени выбега ротора.

## 7.9. ПРИМЕР РАСЧЕТА НАСОСА

Расчитать проточную часть турбомолекулярного вакуумного насоса с быстротой действия по азоту  $S = 1000 \text{ дм}^3/\text{с}$  в рабочем диапазоне давлений  $1,0 \cdot 10^{-6} \dots 0,1$  Па, определить основные размеры рабочих колес и их число. Предельное остаточное давление насоса  $1,0 \cdot 10^{-2}$  Па. Температура откачиваемого газа  $t = 20^\circ\text{C}$ . Материал рабочих колес — алюминиевый сплав. Определить действительную откачную характеристику вакуумного насоса.

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 7.3.



Показатель	Способ определения	Результат
1. Быстрота действия $S$ , м <sup>3</sup> /с	Исходные данные по техническому заданию	1
2. Рабочий диапазон давлений $p$ , Па	То же	1·10 <sup>-6</sup> ... 0,1
3. Расположение ротора	Выбирают	Вертикальное
4. Материал рабочих колес	Исходные данные по техническому заданию	Д16А
5. Предел текучести $\sigma_{0,2}$ при растяжении для Д16А, МПа	То же	2,7·10 <sup>2</sup>
6. Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	»	2,7·10 <sup>3</sup>
7. Коэффициент $k$ запаса текучести	Принимают	5
8. Соотношение $\lambda$ диаметров	»	0,65
9. Соотношение $\psi$ толщин лопатки	»	1,0
10. Соотношение $\theta$ толщин рабочего колеса	»	1,0
11. Окружная скорость $u_2$ рабочего колеса на наружном диаметре, м/с	Формула (7.14)	263
12. Угол установки лопатки $\alpha$ ,	Выбирают	40
13. Толщина $H_1$ колеса у корня лопатки, м	Задают	0,004
14. Толщина $h_1$ лопатки у корня, м	»	0,001
15. Соотношение $a_1/b_1$ ширины межлопаточного канала и лопатки у корневого сечения	Выбирают	0,9
16. Наружный диаметр $D_2$ колеса, м	Формула (7.15), где $K_{\bar{x}}$ определяют по табл. 7.1 или уравнениям (7.3)	0,2847
	или (7.7) а $\int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{\bar{x}} d\bar{x}$ и	(округляют до 0,285)
	$\int_{\lambda}^1 K_{\bar{x}} d\bar{x}$ заменяют сум-	
	мами $\sum_{i=0}^{i=6} (\bar{x}_i + \bar{x}_{i+1}) \times$	
	$\times (K_{\bar{x}i} + K_{\bar{x}i+1}) \frac{1-\lambda}{24}$	
	и $\sum_{i=0}^{i=6} (K_{\bar{x}i} + K_{\bar{x}i+1}) \times$	
	$\times \frac{1-\lambda}{12}$	

Показатель	Способ определения	Результат
17. Начальный диаметр лопаток колеса $D_1$ , м	$D_1 = \lambda D_2$	0,185
18. Число $z$ лопаток	Формула (7.18)	Округляют до 81
19. Действительное соотношение $a_1/b_1$ ширины межлопаточного канала и лопатки у корневого сечения	Пересчет по формуле (7.17) при $\bar{x} = \lambda$	0,905
20. Действительное значение максимальной быстроты откачки $S_{\max}$ , м <sup>3</sup> /с	Пересчет по формуле (7.20), где вычисление $K_{\bar{x}}$ , $\int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{\bar{x}} d\bar{x}$ и $\int_{\lambda}^1 K_{\bar{x}} d\bar{x}$	1,103
21. Максимальное отношение $\tau_{\max}$ давлений на рабочем колесе	аналогично п. 16 Формула (7.19), где $K_{I\bar{x}}$ и $K_{II\bar{x}}$ определяют по уравнениям (7.3) и (7.7) или табл. 7.1 $\int_{\lambda}^1 K_{I\bar{x}} d\bar{x}$ , $\int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{I\bar{x}} d\bar{x}$ , $\int_{\lambda}^1 K_{II\bar{x}} d\bar{x}$ и $\int_{\lambda}^1 \bar{x} K_{II\bar{x}} d\bar{x}$ вычисляют аналогично п. 16	2,061
22. Радиальный зазор $\delta_p$ , м	Задают	$1 \cdot 10^{-3}$
23. Проводимость $\mu_{рот}$ кольцевого зазора между роторным колесом и корпусом, м <sup>3</sup> /с	Формула (7.25)	$4,229 \cdot 10^{-2}$
24. Проводимость $\mu_{ст}$ кольцевого зазора между статорным колесом и ротором, м <sup>3</sup> /с	»	$2,724 \cdot 10^{-2}$
25. Максимальное отношение $\tau_{\max p}$ давлений роторного колеса с учетом перетеканий	Формула (7.28)	2,020
26. Максимальное отношение $\tau_{\max ст}$ давлений статорного колеса с учетом перетеканий	»	2,034
27. Осевой зазор $\delta_{о1}$ , м	Задают	$1 \cdot 10^{-3}$
28. Удельное газовыделение $q_{Д16}$ для материала Д16А, Па·м <sup>3</sup> /(с·м <sup>2</sup> )	Исходные данные по техническому заданию	$5 \cdot 10^{-7}$

Показатель	Способ определения	Результат
29. Удельное газовыделение $q_{ст}$ для материала 12X18H10T, Па·м <sup>3</sup> /(с·м <sup>2</sup> )	Исходные данные по техническому заданию	2·10 <sup>-8</sup>
30. Площадь $F_{вс. Д16}$ поверхности газовыделения материала Д16А со стороны всасывания, м <sup>2</sup>	Из конструкции насоса	3,684·10 <sup>-2</sup>
31. Площадь $F_{вс. ст}$ поверхности газовыделения материала 12X18H10T со стороны всасывания, м <sup>2</sup>	То же	1,025·10 <sup>-1</sup>
32. Газовыделение $Q_{гв. вс}$ со стороны всасывания, Па·м <sup>3</sup> /с	»	2,047·10 <sup>-8</sup>
33. Структура пакета	Принимают	Весь пакет состоит из колес одинаковых размеров
34. Площадь $F_{пр. Д16}$ поверхности газовыделения материала Д16А между колесами, м <sup>2</sup>	Из конструкции насоса	7,368·10 <sup>-2</sup>
35. Площадь $F_{пр. ст}$ поверхности газовыделения материала 12X18H10T между колесами, м <sup>2</sup>	То же	7,47·10 <sup>-3</sup>
36. Газовыделение $Q_{гв. пр}$ между соседними колесами, Па·м <sup>3</sup> /с	$Q_{гв. пр} = q_{Д16}F_{пр. Д16} + q_{ст}F_{пр. ст}$	3,699·10 <sup>-8</sup>
37. Площадь $F_{ф. Д16}$ поверхности газовыделения материала Д16А после последнего колеса, м <sup>2</sup>	Из конструкции насоса	3,684·10 <sup>-2</sup>
38. Площадь $F_{ф. ст}$ поверхности газовыделения материала 12X18H10T после последнего колеса, м <sup>2</sup>	То же	9,285·10 <sup>-1</sup>
39. Газовыделение $Q_{ф}$ после последнего колеса, Па·м <sup>3</sup> /с	$Q_{ф} = q_{Д16}F_{ф. Д16} + q_{ст}F_{ф. ст}$	3,699·10 <sup>-8</sup>
40. Форвакуумное давление $r_{ф}$ , Па	Исходные данные по техническому заданию	0,1
41. Минимальное создаваемое давление $r_{пр}$ всасывания, Па	То же	1·10 <sup>-7</sup>

Показатель	Способ определения	Результат
42. Число колес $n$	<p>Для обеспечения <math>p_{\text{пр}}</math> при <math>S_{\text{н}} = 0</math> последовательно, начиная с первого, определяют <math>p_1 = p_{\text{пр}}</math> при <math>i &gt; 1</math>, <math>p_i</math> по (7.29); <math>S_i = Q_{\text{ГВ, вс}}/p_i</math> при <math>i &gt; 1</math>, <math>S_i</math> — по (7.26); <math>\tau_i</math> — по (7.27) до тех пор, пока после <math>n</math>-го колеса не будет <math>p_{n+1} \geq p_{\text{ф}}</math></p>	<p>Первое колесо — роторное: <math>p_1 = p_{\text{пр}} = 1 \cdot 10^{-7}</math> Па, <math>S_1 = 0,2047 \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>\tau_1 = 1,831</math>; второе колесо — статорное: <math>p_2 = 1,831 \cdot 10^{-7}</math> Па, <math>S_2 = 0,3139 \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>\tau_2 = 1,740</math>; третье колесо — роторное: <math>p_3 = 3,185 \times 10^{-7}</math> Па, <math>S_3 = 0,2965 \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>\tau_3 = 1,746</math> и т. д.; 21-е колесо — роторное: <math>p_{21} = 6,686 \times 10^{-2}</math> Па, <math>S_{21} = 1,137 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>\tau_{21} = 2,020</math>; 22-е колесо — статорное: <math>p_{22} = 0,1351</math> Па, т. е. <math>p_{22} &gt; p_{\text{ф}}</math> при <math>n = 21</math></p>
43. Быстрота действия $S_{\text{ф}}$ после 21-го колеса при $p_{\text{ф}} = 0,1$ Па и $S_{\text{н}} = 0$	$S_{\text{ф}} = \frac{Q_{\text{ф}}}{p_{\text{ф}}} + \frac{Q_{\text{ГВ, вс}}}{p_{\text{ф}}} + \frac{(n-1) Q_{\text{ГВ, пр}}}{p_{\text{ф}}}$	<p>После 21-го колеса: <math>S_{22} = S_{\text{ф}} = 7,972 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>p_{22} = p_{\text{ф}} = 0,1</math> Па; перед 21-м колесом: <math>S_{21} = 1,536 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>p_{21} = 4,951 \cdot 10^{-2}</math> Па, <math>\tau_{21} = 2,020</math> и т. д. перед 1-м колесом: <math>S_1 = 0,2343 \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>p_1 = 8,736 \cdot 10^{-8}</math> Па, <math>\tau_1 = 1,803</math>, <math>S_{\text{н}} = 0</math></p>
44. Действительное предельное остаточное давление $p_{\text{пр}}$ всасывания, соответствующее $S_{\text{н}} = 0$ и $p_{\text{ф}} = 0,1$ Па	<p>Аналогично расчету п. 42, но, начиная с последнего 21-го колеса, определяют <math>p_i</math> по (7.29), <math>S_i</math> по (7.26), <math>\tau_i</math> — по (7.30) до давления перед первым колесом</p>	<p>После 21-го колеса: <math>S_{22} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>p_{22} = p_{\text{ф}} = 0,1</math> Па; перед 21-м колесом: <math>S_{21} = 3,561 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>p_{21} = 4,951 \cdot 10^{-2}</math> Па, <math>\tau_{21} = 2,020</math>; перед первым колесом: <math>p_1 = 9,968 \times 10^{-7}</math> Па, <math>S_1 = 1,027 \text{ м}^3/\text{с}</math>, <math>S_{\text{н}} = 1,006 \text{ м}^3/\text{с}</math></p>
45. Быстрота действия насоса $S_{\text{н}}$ ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и давление $p_1$ (Па) перед первым рабочим колесом при заданной быстроте действия после последнего колеса при форвакуумном давлении (расчет откачной характеристики)	<p>Аналогично расчету <math>p_{\text{пр}}</math> (п. 44), но для <math>S_{22} &gt; 7,972 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}</math> при <math>p_{\text{ф}} = 0,1</math> определяют <math>p_i</math>, <math>S_i</math> и <math>\tau_i</math></p>	Рис. 181
46. Построение откачной характеристики ТВН $S_{\text{н}} = f(p)$	<p>Задаваясь рядом значений быстроты действия после последнего (21-го) колеса при заданном форвакуумном давлении, определяют расчетные точки кривой</p>	

1. Автономова И. В. К расчету двухступенчатых ротационных жидкостно-кольцевых вакуум-насосов//Изв. вузов. Машиностроение. 1977. № 6. С. 106—109.
2. Автономова И. В. Определение промежуточного давления в двухступенчатых жидкостно-кольцевых вакуум-насосах//Изв. вузов. Машиностроение. 1983. № 3. С. 87—90.
3. Алексеева Е. В., Баранцев Р. Г., Сергеев В. Л. Свободно-молекулярная интерференция цилиндров при лучевом отражении по нормали//Аэродинамика разреженных газов/Под ред. С. В. Валандера. 1973. № VI. С. 19—24.
4. Амосов П. Е., Бобриков Н. И., Шварц А. И., Верный А. Л. Винтовые компрессорные машины: Справочник. Л.: Машиностроение, 1977. 256 с.
5. Вакуумное оборудование: Каталог. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981. 60 с.
6. Вакуумная техника: Справочник/Е. С. Фролов, В. Е. Минайчев, А. Т. Александрова и др.; Под общ. ред. Е. С. Фролова, В. Е. Минайчева. М.: Машиностроение, 1985. 350 с.
7. Гейнце В. Введение в вакуумную технику: Пер. с нем./Под ред. М. И. Меньшикова. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1960. Т. 1. 511 с.
8. Лубенец В. Д., Автономова И. В., Алешин В. И. К вопросу о расчете расхода газа через уплотненные маслом щелевые каналы//Изв. вузов. Машиностроение. 1976. № 12. С. 187—189.
9. Машиностроительные материалы: Кратк. справ./В. М. Раскатов, В. С. Чуенков, Н. Ф. Бессонова, Д. А. Вейс. М.: Машиностроение, 1980. 511 с.
10. Пластинин П. И. Теория и расчет поршневых компрессоров. М.: Агропромиздат, 1987. 272 с.
11. Ротационные компрессоры/А. Г. Головинцов, В. А. Румянцев, В. И. Ардашев и др.; Под ред. А. Г. Головинцева, М.: Машгиз, 1964. 314 с.
12. Саксаганский Г. Л. VII Международный вакуумный конгресс: Обзорн. информ. ЦИНТИхимнефтемаш, серия ХМ-6, 1978. 104 с.
13. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 1969. 544 с.
14. Фролов Е. С. Турбомолекулярные вакуум-насосы. М.: Машиностроение. 1980. 117 с.
15. Фролов Е. С., Никулин Н. К. Определение основных размеров рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса//Изв. вузов. Машиностроение, 1987. № 4. С. 53—58.
16. Фролов Е. С., Никулин Н. К. Перспективы развития конструкций турбомолекулярных вакуум-насосов//Изв. вузов. Машиностроение. 1986. № 1. С. 72—74.

17. Хмара В. Н., Радугин М. А. Исследование рабочих колес вихревых нагнетателей с периферийными каналами//Химическое и нефтяное машиностроение. 1980. № 9. С. 13—15.

18. Цейтлин А. Б. Современное состояние и перспективы развития вакуумной техники. Обзор. информ. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. Сер. ХМ-6, 1986. 70 с.

19. Gordon E., Osterstrom B. A new type of turbomolecular vacuum pump bearing. J. Vac. Sei. Technol. A (2), 1983. Apr. — June.

20. Krüger C., Schapiro A. Vacuum Pumping with a blated Axial—Flow Turbomachine. Seventh national Symposium Vacuum technology transactions. Pergamon Press. 1960. P. 117—140.

21. Henning H., Knoss G. Neue luftgekühlte lagunabhängige Turbomolekularpumpen für Industrie und Forschung. Vacuum-Technik. 1981. N 4. S. 8—10.

22. Richman J. Consideration in Utilization of Large Mechanical vacuum Pumping Systems Ind. Heat., 1986. 53. N 6. P. 18—20.

23. Sawada T., Suzuki M., Taniguchi O. The axial molecular pump. Part I, — Sent. Papers Inst. Phys. and Chem. Res. 1968. N 2. P. 49—64.

24. Shigekawa K., Kamikawa Y., Inaue Y., Masuda T. Dynamic Simulation and Optimum Design for Low Pulsation Type Rotary Lobe Blower. — R.-Dkobe Steel Engineering Report. 1985. Vol. 34. N 2. P. 81—84.

**Малорасходный безмасляный вакуумный насос ВНМ-4**  
(Авторы: В.И. Васильев, В.А. Веденин)

Малорасходный вакуумный насос ВНМ-4 обеспечивает безмасляную откачку воздуха и неагрессивных газов при сравнительно низком уровне шума.

Полная герметичность вакуумного агрегата, неориентируемое положение в пространстве, возможность регулирования скорости действия и давления всасывания позволяют использовать вакуумный насос в различных отраслях народного хозяйства.

Вакуумный насос представляет собой блочную трехступенчатую пластинчато-роторную машину, помещенную в герметичную звукопоглощающую капсулу.

Привод вакуумного насоса осуществляется от двигателя постоянного тока.

Пластины и уплотняющие элементы насоса изготовлены из антифрикционного самосмазывающегося материала.

Охлаждение вакуумного агрегата водяное.

Для снижения потребляемой мощности при пуске вакуумный насос оборудован разгрузочным устройством.

**Техническая характеристика**

Номинальное давление всасывания, кПа . . . . .	2,6
Остаточное давление, кПа . . . . .	1,0
Номинальное давление нагнетания, кПа . . . . .	106
Быстрота действия (отнесенная к условиям всасывания), л/с . . . . .	2
Температура всасываемого газа, К . . . . .	300
Мощность электродвигателя, кВт . . . . .	1,5
Габаритные размеры, мм . . . . .	230×230×558
Масса (с капсулой), кг . . . . .	37

*Организация принимает заказы на разработку в рамках хозяйственного договора в объеме эскизного проекта близких по техническим характеристикам вакуумных насосов.*

Адрес: 107005, Москва, 2-я Бауманская, 5, НИИЭМ МВТУ им. Н.Э. Баумана, отдел 33.



Ротационные газовые двигатели вихревого типа  
(Авторы: В.Н. Хмара, В.Н. Сергеев)

**Надежность! Компактность! Простота изготовления и обслуживания!  
Экологическая чистота!**

Двигатели сравнительно нового типа. Основное достоинство — сочетание преимуществ двигателей турбинного и объемного типов. Это полное отсутствие трущихся деталей, безмасляная рабочая полость при сравнительно высоких пусковом и номинальном моментах и сравнительно малой частоте вращения.

Диапазон использования по мощности составляет 0,5 ... 5 кВт; по частоте вращения (соответственно) 20 000 ... 2 000 об/мин; отношение пускового момента к номинальному 1,6.

В варианте пневмодвигателя питание от сети сжатого воздуха.

Двигатели незаменимы в условиях взрыво- и пожароопасных производств, в тяжелых климатических условиях, а также условиях, требующих экологической чистоты, отличаются надежностью, компактностью, простотой изготовления (на обычном универсальном оборудовании с применением только токарных и фрезерных работ).

Возможные области применения: в пищевой, химической, горнодобывающей промышленности в качестве привода различных исполнительных устройств, в том числе в системах пневмоавтоматики, робототехники, для раскрутки инерционных масс, в качестве привода пневмоинструмента и т.д.

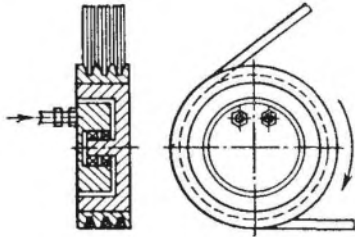


Рис. 1

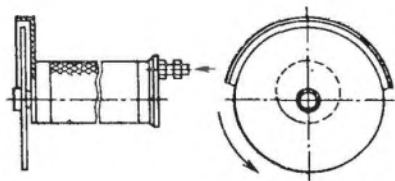


Рис. 2

Двигатель может быть спроектирован в двух конструктивных вариантах. В одном из них он легко встраивается в ведущий элемент передачи — шкив (рис. 1), фрикционный ролик, зубчатое колесо, либо непосредственно в исполнительный орган, например в рабочее колесо вентилятора. Другой конструктивный вариант (рис. 2) обеспечивает удобство съема мощности с консольного хвостовика вала, например, для привода ручного пневмошлифовального инструмента.

*Организация предлагает услуги в рамках хоздоговора на разработку (передачу технической документации) двигателя в соответствии с техническим заданием заказчика.*

Адрес: 107005, Москва, 2-я Бауманская, 5, НИИЭМ МВТУ им. Н.Э. Баумана, отдел 33.

Авторы: Е. С. Фролов, И. В. Автономова,  
В. И. Васильев, Н. К. Никулин, П. И. Пластинин

Рецензент академик АН СССР Ю. А. Рыжов

**Механические вакуумные насосы/Е. С. Фролов, И. В. Автономова, В. И. Васильев и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 288 с.: ил.**  
ISBN 5-217-00483-5

Изложены сведения по теории, методам расчета и проектирования насосов низкого, среднего, высокого и сверхвысокого вакуума. Рассмотрены рабочие процессы и конструкции вакуумных насосов различного принципа действия, приведены результаты экспериментальных исследований, рекомендации по конструированию, объемные и энергетические характеристики. Для всех типов насосов даны примеры расчета.

Для инженерно-технических работников, занимающихся разработкой, испытаниями и использованием вакуумных насосов и агрегатов на их базе в различных отраслях промышленности.

М  $\frac{2705050000-199}{038(01)-89}$  199—89

ББК 31.77-5

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Фролов Евгений Сергеевич  
Автономова Инна Владиславовна  
Васильев Владимир Иванович и др.

## МЕХАНИЧЕСКИЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Редактор В. В. Фролова  
Переплет художника В. И. Мусненко  
Художественный редактор В. Д. Лыськов  
Технические редакторы: Н. М. Харитонова, Е. П. Смирнова  
Корректоры: Н. Г. Богомолова, Л. А. Ягупева

ИБ № 6166

Сдано в набор 16.11.88. Подписано в печать 09.02.89. Т-07738  
Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Бумага кн.-журнальная. Гарнитура литературная.  
Печать высокая. Усл. печ. л. 18,0. Усл. кр.-отт. 18,0. Уч.-изд. л. 18,99.  
Тираж 10700 экз. Заказ 1226. Цена 1 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»  
107076, Москва, Строминский пер., 4

Отпечатано с набора Ленинградской типографии № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10 в Ленинградской типографии № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.